

Патрик Котзаогланиан

Пособие для ремонтника

СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО
ПО МОНТАЖУ, ЭКСПЛУАТАЦИИ, ОБСЛУЖИВАНИЮ
И РЕМОНТУ СОВРЕМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ
ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК
И СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Перевод с французского под редакцией д. т. н., проф. В.Б. Сапожникова
АНОО “Учебный центр “Остров”

Москва
2007

УДК 658.822
ББК 31.392
К73

Перевод с французского д. т. н., проф. В.Б. Сапожникова
и канд. филолог. наук Ю.В. Сапожникова
Под редакцией д. т. н., проф. В.Б. Сапожникова
АНОО “Учебный центр “Остров”

Patrick KOTZAOGLANIAN

MANUEL PRATIQUE DE DÉPANNAGE
FRIGORIFIQUE, ÉLECTRIQUE ET HYDRAULIQUE

Manuel du dépanneur
4-e édition

©1990-2004 KOTZAOGLANIAN / KOTZA International
Imprimerie 05000 – GAP – France – Juin 2004

Котзаогланиан П.

К73

Пособие для ремонтника. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования / Патрик Котзаогланиан, (перевод с франц., под редакцией В.Б. Сапожникова). – М.: Эдем, 2007. – 832 с.
ISBN 978-5-93995-006-0

УДК 658.822
ББК 31.392

ISBN 978-5-93995-006-0

Эдем, ЗАО
© KOTZAOGLANIAN / KOTZA International, 1990-2004
© АНОО “Учебный центр “Остров”, 2007
© Д. т. н., проф. В.Б. Сапожников,
канд. филолог. наук Ю.В. Сапожников,
перевод с французского, 2007

ОТ АВТОРА

Автор настоящей книги на протяжении многих лет занимался практическими вопросами, связанными с монтажом, техническим обслуживанием, эксплуатацией и ремонтом холодильного оборудования и систем кондиционирования воздуха.

В связи с этим он задался целью в простой и доступной форме ответить на многочисленные вопросы, возникающие у специалистов по монтажу, обслуживанию и ремонту холодильной техники и систем кондиционирования, желающих повысить свой профессиональный уровень.

Данная книга является практическим руководством, в котором нет изложения теории и формул. Все процессы и явления, рассматриваемые в книге, сознательно преподносятся в очень упрощенном виде, чтобы быть доступными для понимания как можно большему числу возможных читателей и повысить эффективность восприятия излагаемого материала.

Специалисты-практики, занимающиеся монтажом, обслуживанием и ремонтом холодильной техники и систем кондиционирования, смогут по достоинству оценить преимущества такого изложения материала. Если в своей повседневной работе они будут использовать простые советы и рекомендации, которые автор дает на страницах этой книги, то результативность их деятельности и профессиональный уровень очень скоро заметно вырастут.

В заключение автор выражает благодарность за сотрудничество и помощь в написании книги: Claude, Michel, Jo R., Serge, Jo L. и другим. Автор признателен Roland за обновление материала по торговому холодильному оборудованию, Gilbert, который проделал внушительную работу по описанию гидравлического оборудования, и особенно Fanfan за фантастический труд по подготовке французской версии книги к печати и ее изданию.

ПРЕДИСЛОВИЕ РЕДАКТОРА РУССКОГО ИЗДАНИЯ

Знакомство с опубликованной за рубежом литературой, посвященной холодильной технике и системам кондиционирования воздуха, позволяет группе компаний “Остров” выбирать для издания в России книги, которые становятся настольными как для монтажников холодильного оборудования, так и для инженеров, проектирующих сложные системы холодоснабжения и кондиционирования. Эти книги выгодно отличаются от аналогичной отечественной литературы гораздо большей конкретикой и прагматичностью, хотя и несколько уступают ей по строгости и глубине изложения материала.

Вашему вниманию, уважаемые читатели, предлагается одна из таких книг – новая книга талантливого французского инженера-холодильщика Патрика Котзаогланиана, проработавшего много лет в одном из ведущих центров Франции по подготовке специалистов в области монтажа и эксплуатации холодильных установок и систем кондиционирования.

Книга, которую вы держите в руках, представляет собой русский перевод переработанного и дополненного четвертого издания книги “Пособие для ремонтника. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования”. Предыдущее издание пособия, вдвое меньшее по объему, стало настоящим бестселлером среди специалистов-холодильщиков.

При тираже 2500 экземпляров оно было реализовано менее чем за год, и быстро приобрело статус букинистической литературы. Несмотря на то, что тираж предыдущего издания закончился около 4 лет тому назад, в “Учебный центр “Остров” до сих пор поступают многочисленные запросы на его приобретение.

В марте 2007 года УЦ “Остров” приобрел эксклюзивное право перевода книги на русский язык, ее издания и последующего распространения среди русскоязычных специалистов.

При подготовке книги был использован практический опыт различных специалистов, многие годы связанных с обслуживанием и ремонтом кондиционеров и холодильных установок. Цель книги заключается в том, чтобы в доступной и простой форме ответить на основные вопросы, возникающие в повседневной практике ремонтников, монтажников и сотрудников сервисных центров, а также помочь тем, кто желает обучиться монтажу, обслуживанию и ремонту холодильных установок и систем кондиционирования или повысить свою квалификацию.

Явления, составляющие основу холодильных циклов и других процессов, сопровождающих функционирование кондиционеров и холодильных установок, сознательно преподносятся в упрощенном виде, чтобы быть понятными даже неподготовленному читателю.

Преимущества такого изложения вы сможете быстро оценить, если будете использовать простые технические рекомендации, приведенные в книге, в своей практической деятельности на монтажных площадках и при ремонте.

Русский перевод книги снабжен многочисленными примечаниями редактора, которые помогают читателю понять те или иные рекомендации, излагаемые автором, либо разъясняют их применимость для отечественной практики. Книга содержит обширный материал по самым

разнообразным аспектам монтажа, эксплуатации, обслуживания и ремонта холодильных установок и систем кондиционирования, сведения о видах и типах холодильного, гидравлического и электрического оборудования, которое может входить в состав современных холодильных установок и систем кондиционирования, правила их монтажа, эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Настоящее издание характеризуется тем, что в нем рассматриваются практически все аспекты монтажа, пуско-наладочных работ, эксплуатации, обслуживания и ремонта торгового, промышленного и климатического холодильного оборудования, причем акцент делается на возможность самостоятельного освоения материала. Подробно излагаются методы диагностики и устранения многочисленных неисправностей холодильного, гидравлического, электрического и климатического оборудования. В книге приведены свыше 200 упражнений и заданий с ответами и детальным объяснением того, как их следует решать, поэтому она может считаться прекрасным самоучителем.

Для изучения материалов книги и овладения этими материалами не требуется специальной подготовки. Вместе с тем, безусловно книга будет полезна не только практикам, но и студентам и учащимся соответствующих специальностей высших и средних специальных учебных заведений. С еще большим успехом она может быть использована в учебном процессе образовательных учреждений начального профессионального образования. Нам представляется, что книга окажется незаменимой при подготовке монтажников и ремонтников холодильного оборудования, а также механиков по обслуживанию холодильных установок и систем кондиционирования.

“Учебный центр “Остров” надеется, что наша новая книга будет пользоваться такой же популярностью, как и ранее опубликованные издания, и поможет всем желающим существенно повысить уровень своего профессионального мастерства в области монтажа, эксплуатации и ремонта холодильных установок и систем кондиционирования.

С пожеланиями успехов в работе, здоровья и благополучия всем читателям,
директор АНОО УЦ “Остров” д. т. н., профессор В.Б. Сапожников

*Отзывы и замечания по содержанию
и оформлению книги просим направлять по адресу:
141011, Московская область, г. Мытищи, ул. Коммунистическая, д. 23,
Автономная некоммерческая образовательная организация “Учебный центр “Остров”.
Тел./факс: +7 (495) 726-53-53, 726-53-96, 726-53-66.
E-mail: sapojnikov@ostrov.ru Web-site: www.ostrov.ru*

СОДЕРЖАНИЕ

1. Влияние температуры и давления на состояние хладагентов	
1.1. Основные закономерности	13
1.2. Упражнение	16
2. Конденсаторы с воздушным охлаждением	
2.1. Нормальная работа	18
2.2. Переохлаждение в конденсаторах с воздушным охлаждением	21
2.3. Анализ случаев аномального переохлаждения	22
2.4. Упражнение	25
3. Испаритель с прямым циклом расширения	
3.1. Нормальная работа	26
3.2. Перегрев хладагента в испарителях с прямым циклом расширения	28
4. Работа терморегулирующего вентиля (ТРВ)	29
5. Анализ причин аномального перегрева	30
6. Влияние перегрева на холодопроизводительность	32
7. Влияние температуры охлаждаемого воздуха	33
7.1. Упражнение	34
8. Терморегулирующий вентиль	
8.1. Производительность ТРВ	35
8.2. Замечания по поводу пульсаций ТРВ	37
8.3. Метод настройки ТРВ	39
8.4. Упражнение	41
9. Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность	42
9.1. Упражнение	45
10. Влияние величины высокого давления на силу тока, потребляемого электродвигателем компрессора	46
11. Аномальное падение давления кипения	47
12. Сравнение кондиционеров и холодильных установок для торгового оборудования	48
13. Устранение неисправностей. Введение	53
14. Слишком слабый ТРВ	
14.1. Анализ симптомов	54
14.2. Обобщение признаков, свидетельствующих о низкой пропускной способности ТРВ	58
14.3. Алгоритм выявления низкой пропускной способности ТРВ	59
14.4. Заключение	60
14.5. Практические аспекты устранения неисправности, обусловленной низкой пропускной способностью ТРВ	61
15. Поиск утечек хладагента	68
15.1. Упражнение	72
16. Проблема заправки хладагентом	73

17. Нехватка хладагента в контуре	17.1. Анализ симптомов	78
	17.2. Обобщение симптомов	82
	17.3. Алгоритм диагностирования	83
	17.4. Заключение	84
	17.5. Практические аспекты устранения неисправности	85
18. Проблема внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали		87
	18.1. Проблемы потерь давления в жидкостной линии. Обобщение	91
	18.2. Упражнение 1	92
	18.3. Упражнение 2	92
19. Преждевременное дросселирование хладагента		
	19.1. Анализ симптомов	94
	19.2. Обобщение симптомов	99
	19.3. Алгоритм диагностирования	100
	19.4. Заключение	101
	19.5. Практические аспекты устранения преждевременного дросселирования	102
20. Слишком слабый испаритель	20.1. Анализ симптомов	106
	20.2. Обобщение симптомов	110
	20.3. Алгоритм диагностирования	111
	20.4. Заключение	112
	20.5. Практические аспекты устранения неисправности	113
21. Разрушение клапанов		128
22. Слишком слабый компрессор	22.1. Анализ симптомов	137
	22.2. Обобщение симптомов	140
	22.3. Алгоритм диагностирования	141
	22.4. Заключение	142
	22.5. Практические аспекты устранения неисправности	143
23. Чрезмерная заправка	23.1. Анализ симптомов	149
	23.2. Обобщение симптомов	153
	23.3. Алгоритм диагностирования	154
	23.4. Заключение	155
	23.5. Практические аспекты устранения неисправности	156
24. Проверка наличия в контуре неконденсирующихся примесей		157
25. Неисправности, обусловленные наличием в контуре неконденсирующихся примесей		161
	25.1. Обобщение симптомов	164
	25.2. Алгоритм диагностирования	165
	25.3. Заключение	166
	25.4. Практические аспекты устранения неисправности	167
26. Слишком слабый конденсатор	26.1. Анализ симптомов	168
	26.2. Обобщение симптомов	172
	26.3. Алгоритм диагностирования	173
	26.4. Заключение	174
	26.5. Практические аспекты устранения неисправности	175
27. Основные неисправности. Упражнение		188
28. Проблема перетекания жидкого хладагента		190

29. Остановка холодильных компрессоров	200
29.1. Упражнение 1	201
29.2. Упражнение 2	202
29.3. Упражнение 3	204
29.4. Упражнение 4	206
30. Проблема повышенной частоты включения компрессоров	208
30.1. Упражнение 1	212
30.2. Упражнение 2	214
31. Регулятор производительности 31.1. Способ применения	217
31.2. Упражнение	223
32. Почему нужно регулировать конденсаторы с воздушным охлаждением	230
33. Проблема запуска компрессоров при низких наружных температурах	232
34. Проблема продолжительности переходного режима при запуске в холодное время	236
35. Регулирование работы конденсаторов с воздушным охлаждением с помощью регуляторов давления конденсации	238
36. Регулирование с помощью регуляторов давления конденсации: анализ неисправностей	240
37. Проблема возврата масла	250
38. Упражнение. Набор из 12 ошибок	263
39. Набор из 12 ошибок: решение	265
40. Как на ощупь оценивать температуру	268
41. Измерение расхода воздуха	272
42. Советы ремонтнику	274
43. Рассуждения перед началом ремонта. Упражнение	276
44. Решение упражнения	277
45. Подключение испарителей	281
46. Термостатические ТРВ. Дополнительные сведения	285
46.1. Упражнения	289
47. Проблема управляющего тракта ТРВ	293
48. Регуляторы давления в картере	299
48.1. Упражнение	301
49. Проблема термобаллона ТРВ	305
50. Прессостатический расширительный вентиль	309
50.1. Упражнение	313
51. Капиллярное расширительное устройство	314
51.1. Упражнение 1	314
51.2. Упражнение 2	322
52. Четырехходовой соленоидный клапан обращения цикла	324
52.1. Примеры использования. Упражнения ..	333
53. Однофазные электродвигатели	338
53.1. Упражнение 1	342
53.2. Упражнение 2	356
54. Ремонт электрооборудования 54.1. Введение	358
54.2. Упражнение. Использование вольтметра .	362
54.3. Упражнения. Неисправности катушки пускателя	366
54.4. Упражнения. Прочие неисправности ...	370
54.5. Упражнения. Использование омметра ..	372
55. Различные проблемы электрооборудования	376

56. Различные проблемы холодильного контура	384
57. Проблемы слива и повторного использования хладагента	390
58. Проблемы, вызванные появлением новых хладагентов	404
59. Влажность воздуха в торговом и коммерческом холодильном оборудовании .	418
59.1. Упражнение. Подбор оборудования	422
60. Оттайка торгового и коммерческого холодильного оборудования	424
60.1. Упражнение для любознательных	426
61. Некоторые особенности торгового и коммерческого холодильного оборудования	437
62. Трехфазные электродвигатели	442
62.1. Основные понятия	442
62.2. Упражнение 1. Подключение по схеме “треугольник”	444
62.3. Упражнение 2. Подключение по схеме “звезда”	445
62.4. Упражнение для самопроверки	447
63. Проблемы запуска двигателей	449
64. Запуск напрямую и запуск с отдельным подключением обмоток	451
64.1. Упражнение 1. Обозначение обмоток ...	452
64.2. Упражнение 2. Силовые и управляющие цепи	454
64.3. Упражнение 3. Двигатель РW с обмотками 66/33%	456
64.4. Упражнение 4. Замена двигателя 66/33 на двигатель 50/50	457
64.5. Упражнение 5. Ремонт	459
64.6. Упражнение 6. Двигатели РW, рассчитанные на два значения напряжения в сети	461
65. Трехфазные двухскоростные электродвигатели	464
65.1. Упражнение 1. Двигатель с отдельными обмотками	465
66. Двигатель Даландера	467
66.1. Упражнение 1. Маркировка клеммной коробки на двигателе Даландера	467
66.2. Упражнение 2. Схема управляющей цепи для двигателя Даландера	468
67. Регулятор расхода воды	470
68. Слишком слабый конденсатор с водяным охлаждением	479
68.1. Упражнение. Регулятор обратного действия	480
69. Кожухотрубные конденсаторы	487
69.1. Упражнение 1. Выбор схемы теплообмена	489
70. Сухая градирня	491
70.1. Сравнение сухой градирни и конденсатора воздушного охлаждения	494
71. Сухой воздух и влажный воздух	496
71.1. Упражнение 1. Насыщенный воздух ...	497
72. Некоторые понятия о влажном воздухе	499
72.1. Упражнения. Измерение влажности	504
73. Градирня	506
73.1. Упражнение. Реле температуры	508

74. Гидравлика: понятие давления в гидравлическом контуре	516
74.1. Упражнение 1. Давление при неработающем насосе	518
74.2. Упражнение 2. Ремонт	519
75. Гидравлика: понятие потерь давления в гидравлическом контуре	524
75.1. Упражнение 1. Оценка потерь давления	525
75.2. Упражнение 2. Влияние потерь давления на характеристики потока	526
75.3. Упражнение 3. Изменение расхода при изменении скорости	527
75.4. Упражнение 4. Изменение расхода при изменении диаметра трубы	528
75.5. Упражнение 5. Изменение потерь давления при изменении расхода	530
76. Изменение давления в гидравлическом контуре	531
76.1. Комплексное упражнение 1	534
76.2. Комплексное упражнение 2	537
76.3. Упражнение 3. Кавитация насоса	539
77. Кавитация насосов	541
78. Высота всасывания насоса	545
79. Закрытая градирня	553
79.1. Упражнение. Устройство и работа	555
80. Расширительные бачки	558
80.1. Упражнение 1. Срабатывание предохранительного клапана	559
80.2. Упражнение 2. Давление заполнения гидравлического контура	562
80.3. Упражнение 3. Давление наддува	566
80.4. Упражнение 4. Ремонт треснувшей мембраны бачка	568
80.5. Упражнение 5. Расчет объема расширительного бачка	573
81. Для чего нужна ледяная вода?	575
82. Испаритель водоохлаждающей машины	577
82.1. Монтаж элементов гидравлического контура на испарителе и подключение электрооборудования	581
82.2. Упражнение 3. Сдвоенные насосы	582
83. Номинальные условия работы охладителей жидкости	586
83.1. Основные отличия кондиционера непосредственного охлаждения	587
84. Контроль работы агрегата по производству ледяной воды ощупыванием	592
85. Падение расхода ледяной воды	596
86. Как контролировать расход воды	605
86.1. Измерение напора при нулевом расходе ..	609
87. Неисправности в контуре хладагента охладителей жидкости	612
87.1. Упражнение 1. Нормальная работа водоохлаждающей машины	612
87.2. Упражнение 2. Слишком слабый ТРВ ..	616
87.3. Упражнение 3. Слишком слабый испаритель	617
87.4. Упражнение 4. Повышенный расход через ТРВ	618
87.5. Упражнение 5. Загрязнение теплообменника градирни	619

88. Распределительные сети ледяной воды	620
88.1. Упражнение 1. Гидравлическая схема	620
88.2. Упражнение 2. Контур с закольцовкой	623
88.3. Использование смесительного ресивера	624
89. Смесительные ресиверы	627
89.1. Дополнительная информация	627
89.2. Упражнение 1. Накопительный ресивер	633
89.3. Упражнение 4. Горизонтальный ресивер	638
89.4. Упражнение 5. Ресивер с коллекторами	639
90. Немного о конструкции насосов	641
91. Центральная система кондиционирования	
91.1. Проверки перед сдачей в эксплуатацию	645
91.2. Настройка реле давления “нехватка воды”	653
91.3. Упражнение. Определение давлений настройки	654
91.4. Сдача в эксплуатацию и контроль параметров центральной системы кондиционирования	657
91.5. Анализ работы установки при нехватке воды в гидравлическом контуре	661
92. Ремонт: не запускается насос	666
93. Пониженный расход воды	
93.1. Алгоритм поиска причины неисправности	670
93.2. Напор насоса равен нулю	673
93.3. Напор насоса ниже нуля	675
93.4. Пониженный напор насоса	677
93.5. Напор насоса близок к безрасходному напору Но	681
93.6. Давление на всасывании насоса меньше нуля	683
93.7. Упражнение	683
94. Некоторые примеры расчета потерь давления	686
94.1. Упражнение 1. Потери давления в простом контуре	689
94.2. Упражнение 2. Подбор насоса	690
94.3. Упражнение 3. Напор насоса	691
94.4. Упражнение 4. Запорные вентили закрыты	692
94.5. Упражнение 5. Батареи, соединенные параллельно	694
95. Контроль расхода с помощью измерения потерь давления на испарителе	696
96. Насос и сеть: согласование характеристик	698
96.1. Упражнение 1. Снижение влажности	700
96.2. Упражнение 2. Уравнительный вентиль	702
97. Последовательный или параллельный монтаж насосов	705
97.1. Упражнение 1. Параллельная работа насосов	705
97.2. Упражнение 5. Последовательная установка насосов	712
98. Трехходовые регулирующие клапаны	
98.1. Общие положения	714
98.2. Упражнение 1. Регулирование производительности компрессора	719
98.3. Упражнение 2. Настройка регулирующего клапана	721

98.4. Упражнение 3. Устойчивость работы системы	723
98.5. Монтаж трехходовых регулирующих клапанов	727
98.6. Упражнение 1. Варианты монтажа	728
98.7. Упражнение 2. Монтаж на агрегатах по производству ледяной воды	732
98.8. Упражнение 5. Проблема осушки воздуха	735
98.9. Подбор трехходовых регулирующих клапанов V3V	739
98.10. Упражнение 1. Диапазон регулирования	739
98.11. Упражнение 2. Напор насоса	741
98.12. Упражнение 3. Подбор клапана V3V ..	744
98.13. Упражнение 4. Использование коэффициента расхода Kvs	748
98.14. Упражнение 6. Клапан V3V на смесительном ресивере	751
98.15. Особенности монтажа трехходовых регулирующих клапанов	756
98.16. Упражнение 1. Особенности монтажа нормально открытых (NO) клапанов V3V	757
98.17. Упражнение 5. Охлаждение наружным воздухом	761
99. Некоторые проблемы использования водных растворов гликолей	767
99.1. Основные различия между водой и водным раствором гликоля	767
99.2. Упражнение	769
100. Некоторые проблемы работы электрооборудования гидравлического контура	772
100.1. Упражнение 1. Реле времени с задержкой срабатывания сигнализатора расхода	773
100.2. Упражнение 2. Автоматическое переключение насосов	777
100.3. Упражнение 4. Устранение неисправности на одном из двух спаренных насосов	779
100.4. Упражнение 5. Управление работой насоса и компрессора	781
101. Реле контроля давления масла 101.1. Работа и подключение	789
101.2. Почему срабатывает реле контроля давления масла?	801
102. Некоторые практические рекомендации по работе с новыми хладагентами	809
102.1. Температурный глайд: некоторые пояснения	809
102.2. Температурный глайд хладагента R407C	810
102.3. Хладагент R410A – хладагент с большим будущим	812
102.4. Замена хладагентов	815
Предметный указатель	817

1. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ДАВЛЕНИЯ НА СОСТОЯНИЕ ХЛАДАГЕНТОВ

1.1. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ

Соотношение между температурой и давлением является одним из основных факторов, определяющих состояние хладагента как в испарителе, так и в конденсаторе, а также в обычной емкости с хладагентом. Ниже приведены более подробные объяснения влияния температуры и давления на состояние хладагента.*

А) Кипение воды при понижении давления

Мы знаем, что для начала процесса кипения воды при атмосферном давлении достаточно нагреть ее до 100°C. Вместе с тем, при вакуумировании холодильного контура с целью его обезвоживания, вода, которая может находиться в контуре, имеет температуру окружающей среды, то есть гораздо ниже 100°C.

С помощью простого опыта, схема которого приведена на рис. 1.1, можно показать действие вакуумирования на процесс закипания воды.

Пусть прозрачная емкость с водой, например, при температуре 30°C, соединена с атмосферой, то есть находится при атмосферном давлении. Видно, что вода неподвижна и не кипит. Однако, при подключении емкости к мощному вакуумному насосу, после начала вакуумирования можно заметить, что вода начинает закипать, хотя ее температура составляет только 30°C.

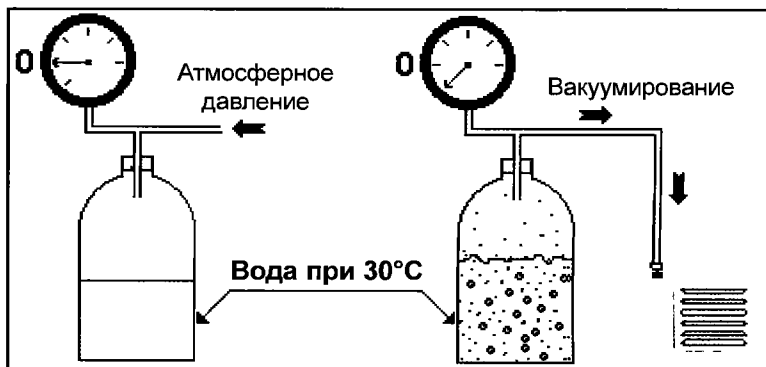


Рис. 1.1.

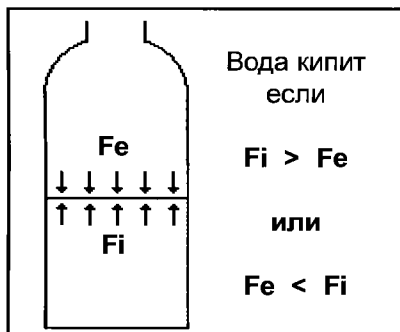


Рис. 1.2.

Это явление может быть объяснено следующим образом:

Поверхность воды находится под действием двух сопряженных сил, которые направлены друг против друга (см. рис. 1.2).

- ▶ Первая сила F_i – внутренняя сила жидкости, направленная снизу вверх и стремящаяся вытеснить воду из сосуда.
- ▶ Вторая сила F_e – внешняя сила, которая, напротив, стремится удержать воду внутри сосуда.



До тех пор, пока противоположно направленные силы F_i и F_e уравновешены, они взаимно нейтрализуются и в сосуде ничего не происходит.

* Модель процесса кипения, приведенная автором, не является строго научной, но помогает в доступной форме объяснить процессы кипения и конденсации (трим. ред.).

Вакуумирование вызывает кипение воды

Вакуумирование понижает давление над жидкостью и тем самым уменьшает силу F_e . Следовательно, когда в результате вакуумирования сила F_e становится меньше силы F_i , вода не может оставаться внутри сосуда и начинает выходить из него в виде пара: вода кипит (испаряется).

Подогрев воды также вызывает ее кипение

Поскольку подогрев увеличивает внутреннюю силу F_i , действующую в жидкости.

Когда в результате подогрева сила F_i становится больше силы F_e , внешняя сила больше не может удерживать воду в сосуде и поэтому начинается ее кипение.



Итак, чтобы вызвать кипение жидкости достаточно либо повысить внутреннюю силу (подогревая жидкость), либо понизить внешнее давление над ее свободной поверхностью (вакуумируя сосуд).

Б) Как вызвать кипение воды, поливая сосуд холодной водой

В предыдущем эксперименте мы вскипятили воду, вакуумируя сосуд и нарушая тем самым равновесие между силами F_e и F_i .



Когда вода полностью закипит, закроем изолирующий вентиль сосуда на выходе из него (см. рис. 1.3). Кипение полностью прекращается.

Это объясняется тем, что молекулы пара, образующиеся в процессе кипения жидкости, скапливаясь над ее поверхностью, увеличивают давление в сосуде.

Рис. 1.3.

Когда давление становится достаточным для установления нового состояния равновесия между силами F_e и F_i , кипение сразу же останавливается.

Однако, будучи прекращенным, кипение начинается с новой силой, если сосуд поливать холодной водой!

Это явление, на первый взгляд крайне парадоксальное, объясняется тем, что небольшая масса водяных паров, содержащихся в емкости, *охлаждается значительно быстрее*, чем большая масса воды.

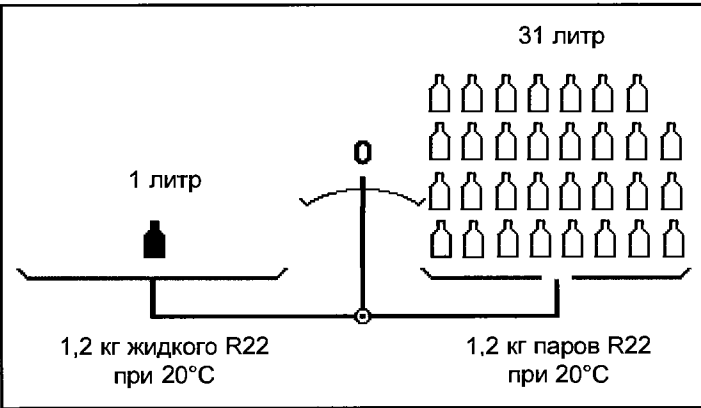
В результате пары воды сжимаются быстрее, чем жидкость, и внешняя сила F_e (действующая в паровой фазе) уменьшается быстрее, чем внутренняя сила F_i (действующая в жидкости).

Когда сила F_e становится меньше силы F_i равновесие нарушается и кипение возобновляется (этот легко осуществимый эксперимент, который позволил автору выиграть множество пари, может быть поставлен с помощью прибора, известного под названием колбы Франклина).

В) Разница в удельной массе жидкости и ее пара

Говоря об удельной массе тела, укажем, что под этим понятием подразумевается масса единицы объема данного тела (например, мы знаем, что 1 литр воды имеет массу 1 килограмм).

Один литр жидкого R22 при температуре 20°C имеет массу около 1,2 кг, однако 1 литр паров R22, при той же температуре и атмосферном давлении, имеет массу порядка 0.038 кг, то есть в $1,2/0,038 = 31$ раз меньшую.



Следовательно, при 20°C и атмосферном давлении 31 литр паров R22 имеет такую же массу, как 1 литр жидкого R22 (см. рис. 1.4).

Таким образом, в результате испарения жидкого R22 при 20°C, образующиеся пары занимают объем в 31 раз больший, чем объем жидкости, из которой они образовались.

Рис. 1.4.



Поэтому диаметр жидкостных линий в холодильных контурах всегда меньше, чем диаметр патрубков нагнетания, хотя давления в этих двух магистралях почти одинаковы.

Г) Соотношение между давлением и температурой

Холодильные манометры, которые мы обычно используем, показывают соотношение между давлением паров и температурой для трех типов хладагентов, наиболее часто используемых в последние годы (R12, R22 и R502). Однако, в дальнейшем, мы будем должны все больше и больше привыкать к новым хладагентам (R134a, R404A, R407C, R410A и т.п.).

С целью закрепления наших знаний в области поведения хладагентов при разных температурах рассмотрим рис 1.5 и попробуем представить, что происходит внутри сосуда, содержащего R22 в жидкой фазе, когда его температура растет.

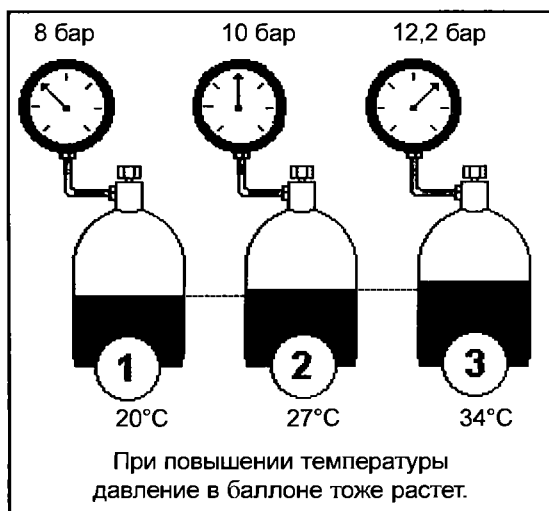


Рис. 1.5.

Поэтому во втором сосуде, температура которого составляет 27°C, манометр показывает давление 10 бар.

Если температура продолжает расти и доходит, например, до 34°C, количество паров увеличивается гораздо быстрее по сравнению с повышением уровня жидкости, и давление достигает 12,2 бар.

Таким образом, при росте температуры жидкости внутренняя сила F_i увеличивается, что приводит к испарению определенного количества жидкости.

Высвобождающийся за счет этого объем оказывается слишком малым для образовавшегося количества паров, происходит их сжатие, давление растет, одновременно растет внешняя сила F_e , и так до тех пор, пока не установится равновесие сил F_i и F_e .



Итак, в замкнутом сосуде состояние смеси паров с порождающей их жидкостью (их называют насыщенными парами или парожидкостной смесью в состоянии насыщения) подчиняется очень точному соотношению (зависящему от природы жидкости) между температурой жидкости и давлением насыщенных паров.

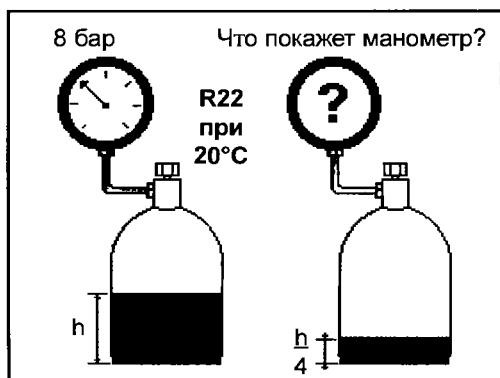


Рис. 1.6.

1.2. УПРАЖНЕНИЕ

Пусть две емкости, содержащие смесь жидкости и пара хладагента R22, находятся при одной и той же температуре, равной 20°C (см. рис. 1.6).

В первой емкости высота (следовательно, и объем) жидкости в 4 раза больше, чем во второй.

Зная, что в первой емкости давление составляет 8 бар, определить, какое давление покажет манометр, соединенный со второй емкостью?

Решение на следующей странице...

Внутренняя сила P_i в жидкости зависит только от температуры и природы жидкости (R22, R134A, R404A, R407C, R410A, и т.п.). Она совершенно не зависит от количества (уровня) жидкости в емкости.

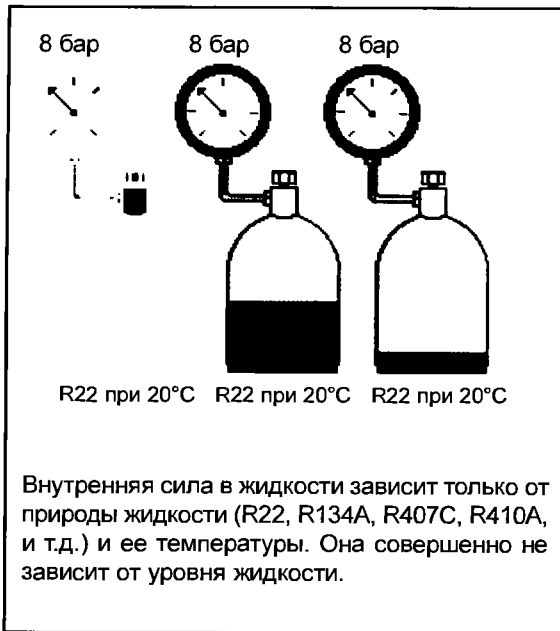


Рис. 1.7.

При одной и той же температуре устанавливается равновесие, следовательно давление абсолютно не зависит от количества жидкости.

i Для того, чтобы смогло реализоваться соотношение между давлением насыщенного пара и температурой, достаточно одной молекулы жидкости, находящейся при данной температуре в контакте с паровой фазой (см. рис. 1.7).

В соответствии с этим, давление в любом сосуде, содержащем R22 в жидком состоянии при температуре 20°C, будет равно 8 барам независимо от уровня жидкости.

✗ *Заметим, что давление совершенно не зависит от уровня жидкости и определяется только ее температурой (иначе как можно было бы градуировать холодильные манометры по температуре?).*

✗ *С быстрым распространением новых хладагентов следует говорить скорее о температуре, чем о давлении в контуре. Тогда ваши выводы и рассуждения не будут зависеть от используемого хладагента и вы получите значительный выигрыш во времени!*

2. КОНДЕНСАТОРЫ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

2.1. НОРМАЛЬНАЯ РАБОТА

Рассмотрим схему на рис. 2.1, представляющую конденсатор воздушного охлаждения при нормальной работе в разрезе. Допустим, что в конденсатор поступает хладагент R22.

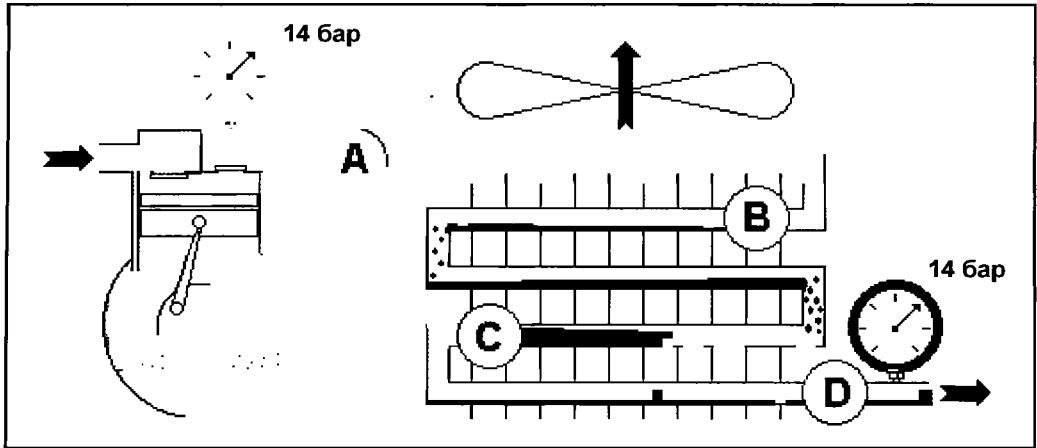


Рис. 2.1.

Точка А. Пары R22, перегреты до температуры около 70°C , покидают нагнетающий патрубок компрессора и попадают в конденсатор при давлении около 14 бар.

Линия А-В. Перегрев паров снижается при постоянном давлении.

Точка В. Появляются первые капли жидкости R22. Температура равна 38°C , давление по-прежнему около 14 бар.

Линия В-С. Молекулы газа продолжают конденсироваться. *Появляется все больше и больше жидкости, остается все меньше и меньше паров.*

Давление и температура остаются постоянными (14 бар и 38°C) в соответствии с соотношением “давление-температура” для R22.

Точка С. Последние молекулы газа конденсируются при температуре 38°C , кроме жидкости в контуре ничего нет. Температура и давление остаются постоянными, составляя около 38°C и 14 бар соответственно.

Линия С-Д. Весь хладагент сконденсировался, жидкость под действием воздуха, охлаждающего конденсатор с помощью вентилятора, продолжает охлаждаться.

Точка D. R22 на выходе из конденсатора только в жидкой фазе. Давление, по-прежнему около 14 бар, но температура жидкости понизилась примерно до 32°C .



Поведение смесевых хладагентов типа гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ) с большим температурным глайдом см. в пункте Б раздела 58.

Поведение хладагентов типа гидрофторуглеродов (ГФУ), например, R407C и R410A см. в разделе 102.

Изменение фазового состояния R22 в конденсаторе можно представить следующим образом (см. рис. 2.2).

От А до В. Снижение перегрева паров R22 от 70 до 38°C (зона А-В является зоной снятия перегрева в конденсаторе).

В точке В появляются первые капли жидкости R22.

От В до С. Конденсация R22 при 38 °С и 14 барах (зона В-С является зоной конденсации в конденсаторе).

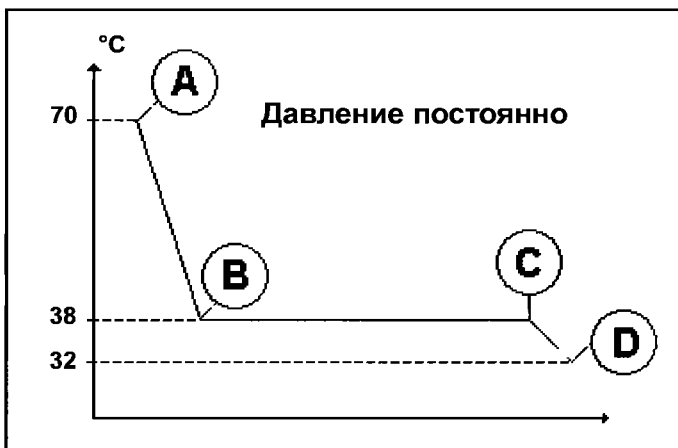


Рис. 2.2.

В точке С сконденсировалась последняя молекула пара.

От С до D. Переохлаждение жидкого R22 от 38 до 32°C (зона С-D является зоной переохлаждения жидкого R22 в конденсаторе).

В течение всего этого процесса давление остается постоянным, равным показанию манометра ВД (в нашем случае 14 бар).

Рассмотрим теперь, как ведет себя при этом охлаждающий воздух (см. рис. 2.3).

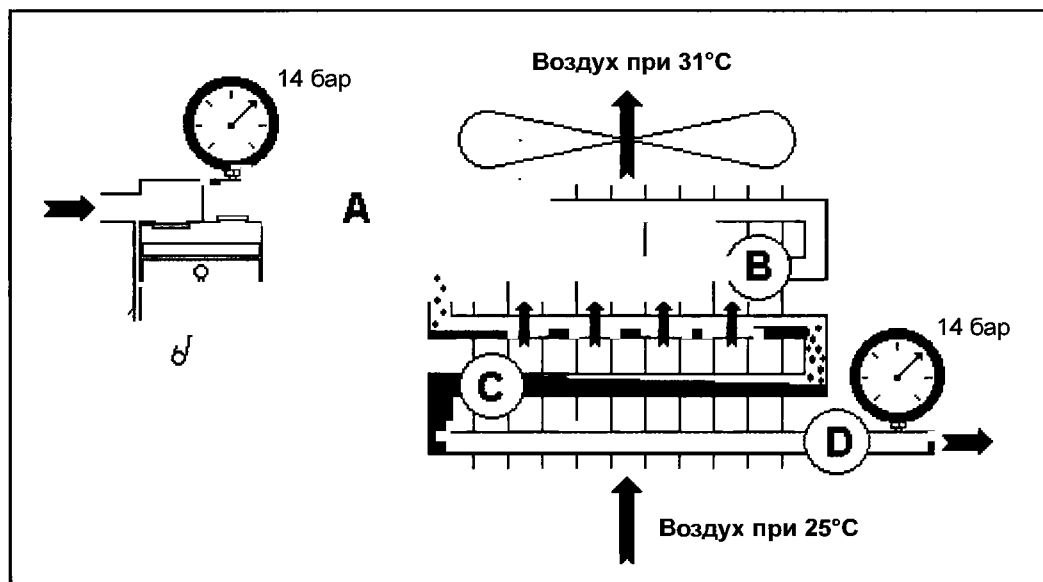


Рис. 2.3.

Наружный воздух, который охлаждает конденсатор и поступает на вход с температурой 25°C, нагревается до 31°C, отбирая тепло, выделяемое хладагентом.

Мы можем представить изменения температуры охлаждающего воздуха при его прохождении через конденсатор и температуру конденсатора в виде графика (см. рис. 2.4) где:

t_{ae} – температура воздуха на входе в конденсатор.

t_{as} – температура воздуха на выходе из конденсатора.

t_k – температура конденсации, считываемая с манометра ВД.

$\Delta\theta$ (читается: дельта тэта) разность (перепад) температур.

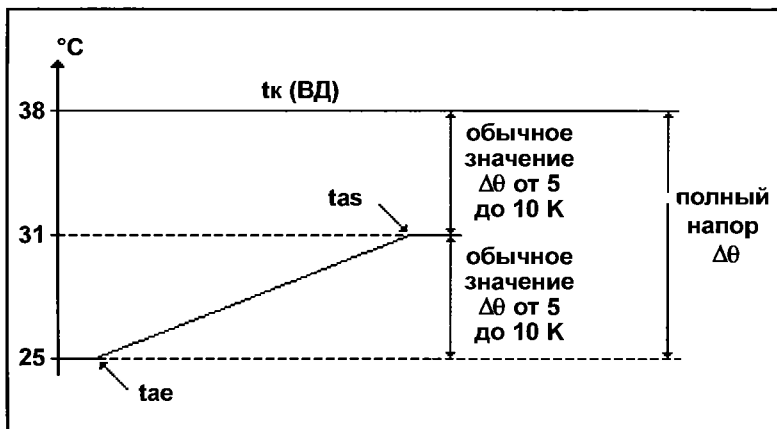


Рис. 2.4.

В общем случае в конденсаторах с воздушным охлаждением перепад температур по воздуху $\Delta\theta = (t_{as} - t_{ae})$ имеет значения от 5 до 10 К (в нашем примере 6 К).

Значение разности между температурой конденсации и температурой воздуха на выходе из конденсатора также имеет порядок от 5 до 10 К (в нашем примере 7 К).

Таким образом, полный температурный напор ($t_k - t_{ae}$) может составлять от 10 до 20 К (как правило, его значение находится вблизи 15 К, а в нашем примере он равен 13 К).

! *Понятие полного температурного напора очень важно, так как для данного конденсатора эта величина остается почти постоянной.*

Используя величины, приведенные в вышеизложенном примере, можно говорить, что для температуры наружного воздуха на входе в конденсатор, равной 30°C (то есть $t_{ae} = 30^\circ\text{C}$), температура конденсации t_k должна быть равна:

$$t_{ae} + \Delta\theta_{\text{полн}} = 30 + 13 = 43^\circ\text{C},$$

что будет соответствовать показанию манометра ВД около 15,5 бар для R22; 10,1 бар для R134a и 18,5 бар для R404A.

! *Заметим, что рекомендуемые значения $\Delta\theta$ для конденсаторов с воздушным охлаждением одинаково справедливы как для торгового холодильного оборудования, так и для установок искусственного климата.*

2.2. ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ В КОНДЕНСАТОРАХ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Одной из наиболее важных характеристик при работе холодильного контура, вне всякого сомнения, является степень переохлаждения жидкости на выходе из конденсатора.

Переохлаждением жидкости будем называть *разность* между температурой конденсации жидкости при данном давлении и температурой самой жидкости при этом же давлении.

Мы знаем, что температура конденсации воды при атмосферном давлении равна 100°C . Следовательно, когда вы выпиваете стакан воды, имеющий температуру 20°C , с позиции теплофизики вы пьете воду, переохлажденную на 80 K!^*

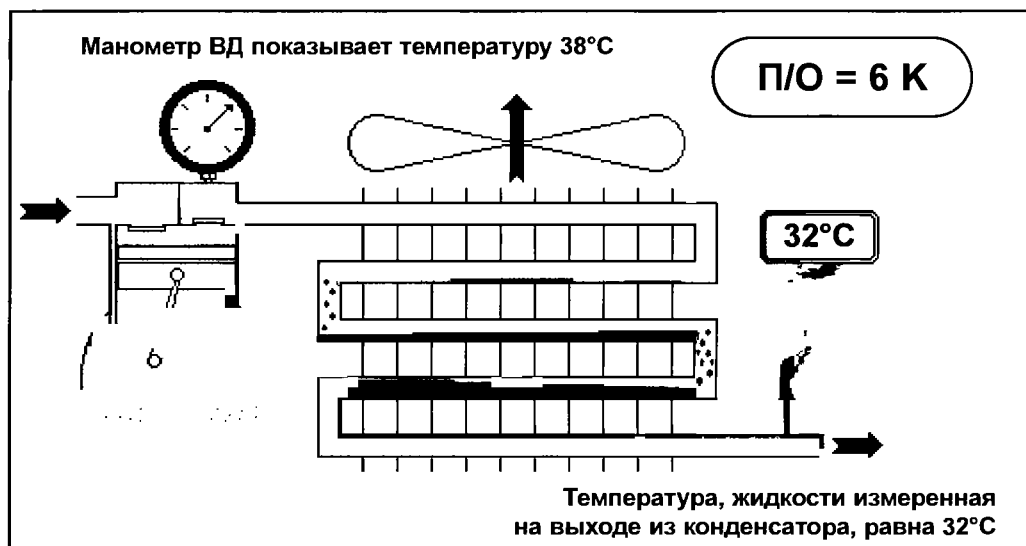


Рис. 2.5.

В конденсаторе переохлаждение определяется как разность между температурой конденсации (считывается с манометра ВД) и температурой жидкости, измеряемой на выходе из конденсатора (или в ресивере).

В примере, приведенном на рис. 2.5, переохлаждение П/О = $38 - 32 = 6\text{ K}$.

i *Нормальная величина переохлаждения хладагента в конденсаторах с воздушным охлаждением находится, как правило, в диапазоне от 4 до 7 К.*

Когда величина переохлаждения выходит за пределы обычного диапазона температур, это часто указывает на аномальное течение рабочего процесса.

Поэтому ниже мы проанализируем различные случаи аномального переохлаждения.

* Значения температур здесь и далее приводятся в градусах Цельсия, а разности температур – в Кельвинах. Напомним, что 1 Кельвин численно равен 1°C , а $t(^{\circ}\text{C}) = T(\text{K}) - 273,16$ (прим. ред.).

2.3. АНАЛИЗ СЛУЧАЕВ АНОМАЛЬНОГО ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЯ

Одна из самых больших сложностей в работе ремонтника заключается в том, что он не может видеть процессов, происходящих внутри трубопроводов и в холодильном контуре. Тем не менее, измерение величины переохлаждения может позволить получить относительно точную картину поведения хладагента внутри контура.

i Заметим, что большинство конструкторов выбирают размеры конденсаторов с воздушным охлаждением таким образом, чтобы обеспечить переохлаждение на выходе из конденсатора в диапазоне от 4 до 7 К. Рассмотрим, что происходит в конденсаторе, если величина переохлаждения выходит за пределы этого диапазона.

А) Пониженное переохлаждение (как правило, меньше 4 К).

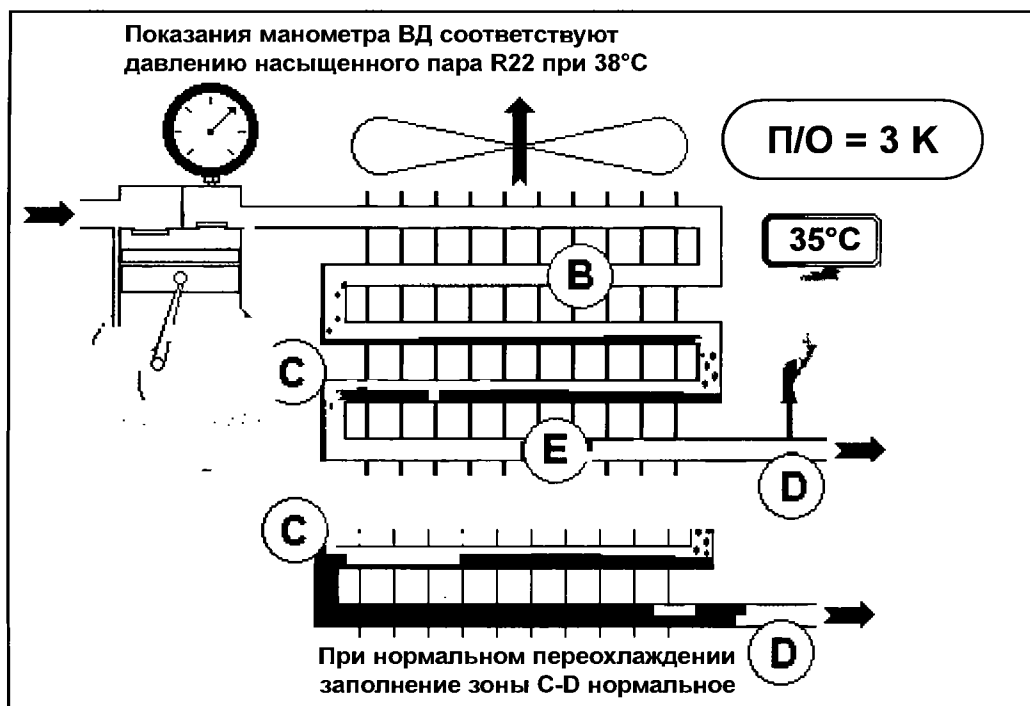


Рис. 2.6.

На рис. 2.6 приведено различие в состоянии хладагента внутри конденсатора при нормальном и аномальном переохлаждении. Температура в точках $t_B = t_C = t_E = 38^\circ\text{C}$ = температуре конденсации t_k . Замер температуры в точке D дает значение $t_D = 35^\circ\text{C}$, переохлаждение 3 К.

Пояснение. Когда холодильный контур работает нормально, последние молекулы пара конденсируются в точке C. Далее жидкость продолжает охлаждаться и трубопровод по всей длине (зона C-D) заполняется жидкой фазой, что позволяет добиваться нормальной величины переохлаждения (например, 6 К).

В случае нехватки хладагента в конденсаторе, зона С-D залита жидкостью не полностью, имеется только небольшой участок этой зоны, полностью занятый жидкостью (зона Е-D), и его длины недостаточно, чтобы обеспечить нормальное переохлаждение.

В результате, при измерении переохлаждения в точке D, вы обязательно получите его значение ниже нормального (в примере на рис. 2.6 – 3 К).

И чем меньше будет хладагента в установке, тем меньше будет его жидкой фазы на выходе из конденсатора и тем меньше будет его степень переохлаждения.

В пределе, при значительной нехватке хладагента в контуре холодильной установки, на выходе из конденсатора будет находиться парожидкостная смесь, температура которой будет равна температуре конденсации, то есть переохлаждение будет равно 0 К (см. рис. 2.7).

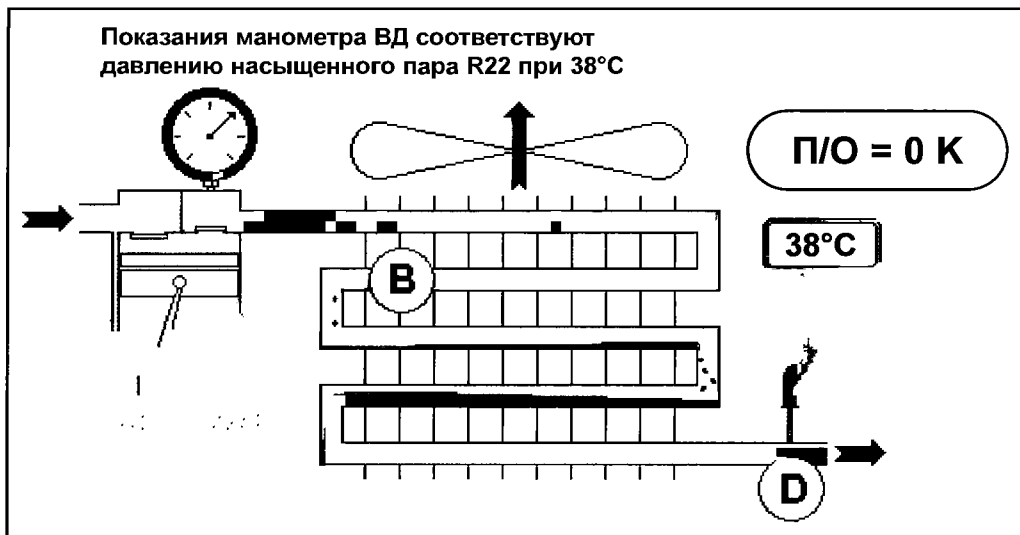


Рис. 2.7.

$$t_B = t_D = t_K = 38^\circ\text{C}. \text{ Значение переохлаждения П/О} = 38 - 38 = 0 \text{ К.}$$

Таким образом, недостаточная заправка хладагента всегда приводит к уменьшению переохлаждения.



Отсюда следует, что грамотный ремонтник не будет без оглядки добавлять хладагент в установку, не убедившись в отсутствии утечек и не удостоверившись, что переохлаждение аномально низкое!

Отметим, что по мере дозаправки хладагента в контур, уровень жидкости в нижней части конденсатора будет повышаться, вызывая увеличение переохлаждения.

Перейдем теперь к рассмотрению противоположного явления, то есть слишком большого переохлаждения.

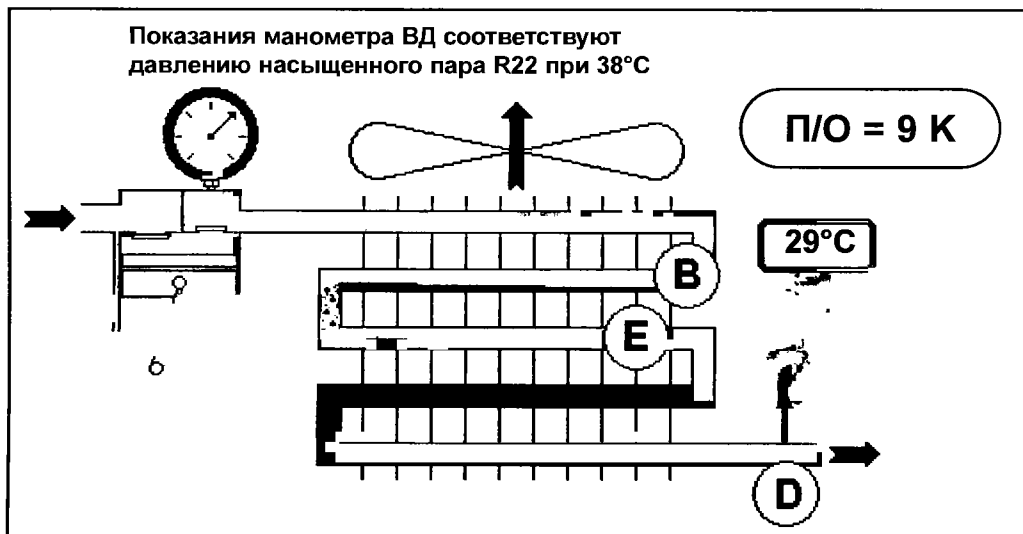
Б) Повышенное переохлаждение (как правило, больше 7 К).

Рис. 2.8.

$t_B = t_E = t_K = 38^\circ\text{C}$. $t_D = 29^\circ\text{C}$, следовательно переохлаждение П/О = 38 – 29 = 9 К.

Пояснение. Выше мы убедились, что недостаток хладагента в контуре приводит к уменьшению переохлаждения. С другой стороны, чрезмерное количество хладагента будет накапливаться в нижней части конденсатора.

В этом случае длина зоны конденсатора, полностью залитая жидкостью, увеличивается и может занимать весь участок Е-Д. Количество жидкости, находящееся в контакте с охлаждающим воздухом, возрастает и величина переохлаждения, следовательно, тоже становится больше (в примере на рис. 2.8 П/О = 9 К).

В заключение укажем, что измерения величины переохлаждения являются идеальными для диагностики процесса функционирования классической холодильной установки.

В ходе детального анализа типовых неисправностей мы увидим как в каждом конкретном случае безошибочно интерпретировать данные этих измерений.



Слишком малое переохлаждение (менее 4 К) свидетельствует о недостатке хладагента в конденсаторе. Повышенное переохлаждение (более 7 К) указывает на избыток хладагента в конденсаторе.

Вопросам измерения и оценки величины переохлаждения посвящены также следующие материалы настоящего пособия:



- Установки с ТРВ без жидкостного ресивера см. в разделе 16.*
- Установки с прессиостатическим расширительным вентилем см. в разделе 50.*
- Установки с капиллярной трубкой см. в разделе 51.*
- Установки с конденсатором водяного охлаждения см. в разделах 67, 68, 69.*
- Хладагенты с большим температурным глайдом см. в разделе 58.*
- Установки, работающие на R407C, см. в разделе 102.2.*
- Установки, работающие на R407A, см. в разделе 102.3.*

2.4. УПРАЖНЕНИЕ

Выберите из 4-х вариантов конструкций конденсатора с воздушным охлаждением, представленных на рис. 2.9, тот, который, по вашему мнению, является наилучшим. Объясните почему?

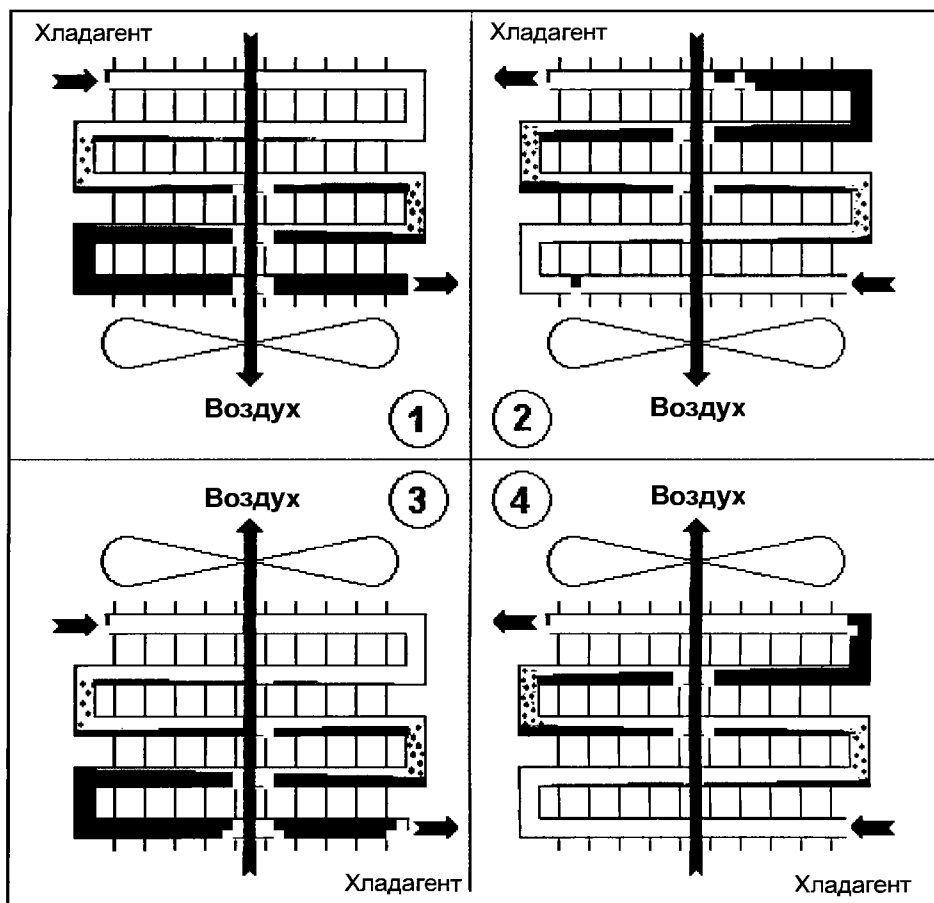


Рис. 2.9.

Решение

Под действием силы тяжести жидкость накапливается в нижней части конденсатора, поэтому вход паров в конденсатор *всегда должен располагаться сверху*. Следовательно, варианты 2 и 4 по меньшей мере представляют собой странное решение, которое не будет работоспособным.

Разница между вариантами 1 и 3 заключается, главным образом, в температуре воздуха, который обдувает зону переохлаждения. В 1-м варианте воздух, который обеспечивает переохлаждение, поступает в зону переохлаждения уже подогретым, поскольку он прошел через конденсатор. Наиболее удачной следует считать конструкцию 3-го варианта, так как в ней реализован теплообмен между хладагентом и воздухом по принципу противотока. Этот вариант имеет наилучшие характеристики теплообмена и конструкции установки в целом.

Подумайте об этом, если вы еще не решили, какое направление прохождения охлаждающего воздуха (или воды) через конденсатор вам выбрать.

3. ИСПАРИТЕЛЬ С ПРЯМЫМ ЦИКЛОМ РАСШИРЕНИЯ

3.1. НОРМАЛЬНАЯ РАБОТА

На рис 3.1 представлена схема испарителя с прямым циклом расширения, используемого в холодильном контуре установки искусственного климата, которая работает при указанных на схеме значениях температуры и давления в нормальном режиме, хладагент R22.

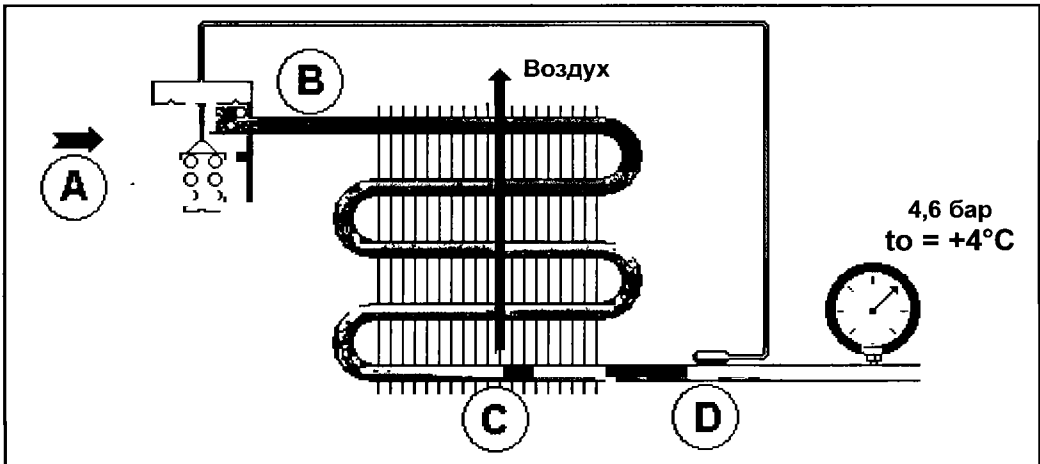


Рис. 3.1.

Точка А. Жидкий R22 при давлении 14 бар, переохлажденный до температуры примерно 32°C, поступает в ТРВ (в целях упрощения показан ТРВ с внутренним уравниванием).

Точка В. После прохода через калиброванное отверстие ТРВ жидкость дросселируется. Давление падает до величины около 4,6 бар. Часть жидкости выкипела, обеспечив тем самым охлаждение парожидкостной смеси до температуры около 4°C. Состав смеси в точке В: примерно 15% пара и около 85% жидкости, давление 4,6 бар, температура 4°C.

Зона между В-С. Парожидкостная смесь, продвигаясь через испаритель, поглощает тепло и продолжает кипеть. В смеси остается все меньше и меньше жидкости и появляется все больше и больше пара. Давление и температура остаются постоянными, равными 4,6 бар и 4°C соответственно, согласно соотношению между температурой и давлением насыщенных паров для R22.

Точка С. Последняя капля жидкости выкипела при давлении 4,6 бар и температуре 4°C. Следовательно, в этой точке имеем 100% пара при 4°C.

Зона между С и D. Трубопровод с парами находится в контакте с охлаждаемым воздухом, температура паров повышается по мере прохождения зоны С-D. Давление остается постоянным и равным 4,6 бар, но температура повышается.

Точка D. Температура термобаллона ТРВ равна, например, 11°C, следовательно, пары между точками С и D перегреты на 7 К.



Вопросам измерения и оценки величины перегрева посвящены также следующие материалы настоящего пособия:

Хладагенты с большим температурным глайдом см. в разделе 58.

Установки, работающие на R407C, см. в разделе 102.2.

Установки, работающие на R407A, см. в разделе 102.3.

Рассмотрим теперь, что происходит с воздухом, проходящим через испаритель (см. рис. 3.2).

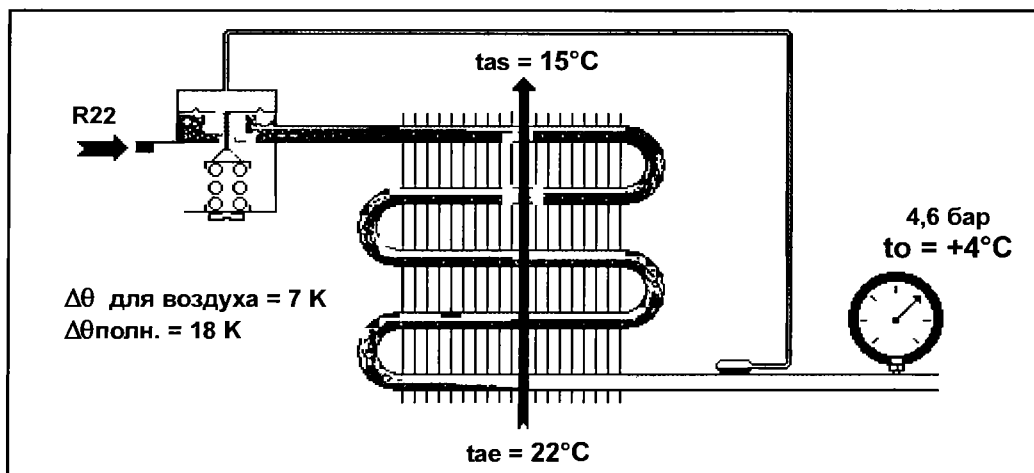


Рис. 3.2.

- t_{ae} – температура воздуха на входе в испаритель;
 t_{as} – температура воздуха на выходе из испарителя;
 t_o – температура кипения хладагента в испарителе, соответствующая показанию манометра НД.

В примере на рис. 3.2 воздух поступает в испаритель при температуре 22°C и охлаждается до 15°C , отдавая тепло хладагенту. Перепад температур для воздуха составляет:

$$\Delta\theta_{\text{возд}} = t_{ae} - t_{as} = 22 - 15 = 7 \text{ K.}$$

При этом давление кипения составляет 4,6 бар, что соответствует температуре кипения 4°C для R22, то есть полный температурный напор между температурой воздуха на входе в испаритель t_{ae} и температурой кипения хладагента t_o составляет:

$$\Delta\theta_{\text{полн}} = t_{ae} - t_o = 22 - 4 = 18 \text{ K.}$$

Рекомендуемые значения температурных напоров для испарителей установить довольно сложно, поскольку они зависят от влажности окружающего воздуха в установках искусственного климата и величины снежной “шубы” на испарителях в холодильных установках для торгового оборудования.

Однако для испарителей, охлаждающих воздух, как правило могут быть приняты следующие значения перепадов температур и температурных напоров:



Для воздушных кондиционеров: $\Delta\theta_{\text{возд}} = (t_{ae} - t_{as})$ от 6 до 10 K,
 $\Delta\theta_{\text{полн}} = (t_{ae} - t_o)$ от 16 до 20 K.

Для торгового холодильного оборудования: $\Delta\theta_{\text{возд}}$ – от 3 до 5 K,
 $\Delta\theta_{\text{полн}}$ – от 6 до 10 K.



Для охладителей жидкости см. раздел 88.

3.2. ПЕРЕГРЕВ ХЛАДАГЕНТА В ИСПАРИТЕЛЯХ С ПРЯМЫМ ЦИКЛОМ РАСШИРЕНИЯ

Одной из наиболее важных характеристик холодильного контура, без всякого сомнения, является величина перегрева паров хладагента на выходе из испарителя.

Перегревом пара называют разность между температурой этого пара и температурой кипения жидкости, из которой этот пар образовался, при постоянном давлении.

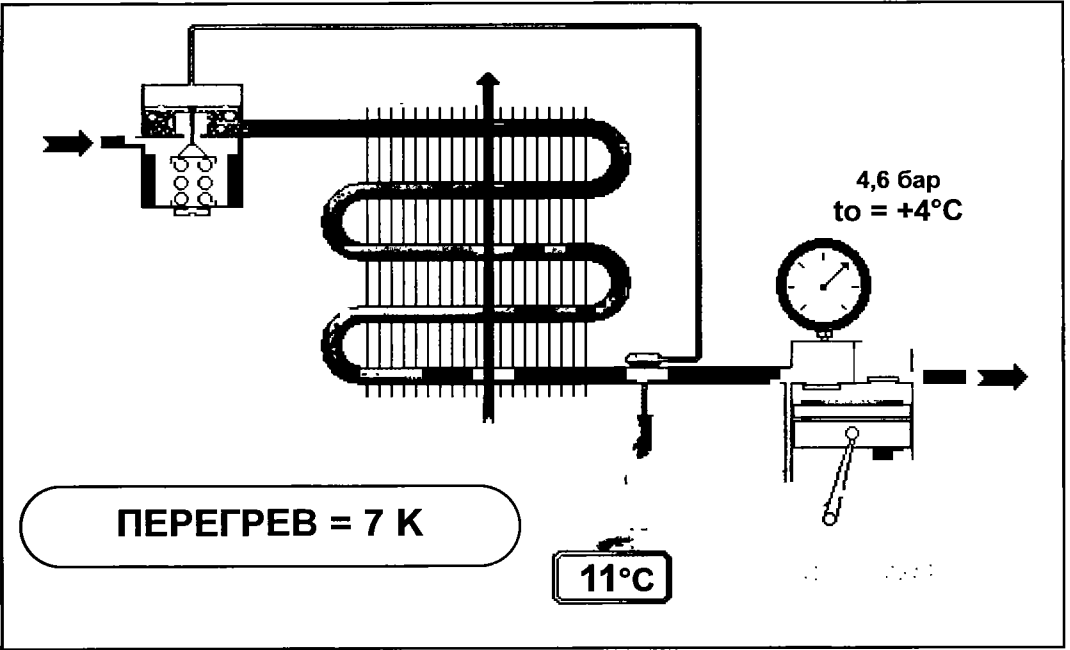


Рис. 3.3.

Для испарителей перегрев пара представляет собой разность между температурой, измеренной с помощью термобаллона ТРВ, и температурой кипения, соответствующей показаниям манометра НД (в большинстве случаев потерями давления в трубопроводе всасывания можно пренебречь ввиду их малости).

В примере, приведенном на рис 3.3, перегрев составляет: $11 - 4 = 7$ К.



Обычно считается, что в испарителях с прямым циклом расширения величина перегрева должна составлять от 5 до 8 К.

Если ремонтник замечает, что перегрев выходит за пределы этого диапазона, можно говорить об аномалиях в работе установки.



Хладагенты с большим температурным глайдом см. в разделе 58.
Установки, работающие на R407C, см. в разделе 102.2.
Установки, работающие на R407A, см. в разделе 102.3.

4. РАБОТА ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩЕГО ВЕНТИЛЯ (ТРВ)

На рис. 4.1 представлена схема испарителя с прямым циклом расширения, запитанного через ТРВ с внутренним уравниванием давления.

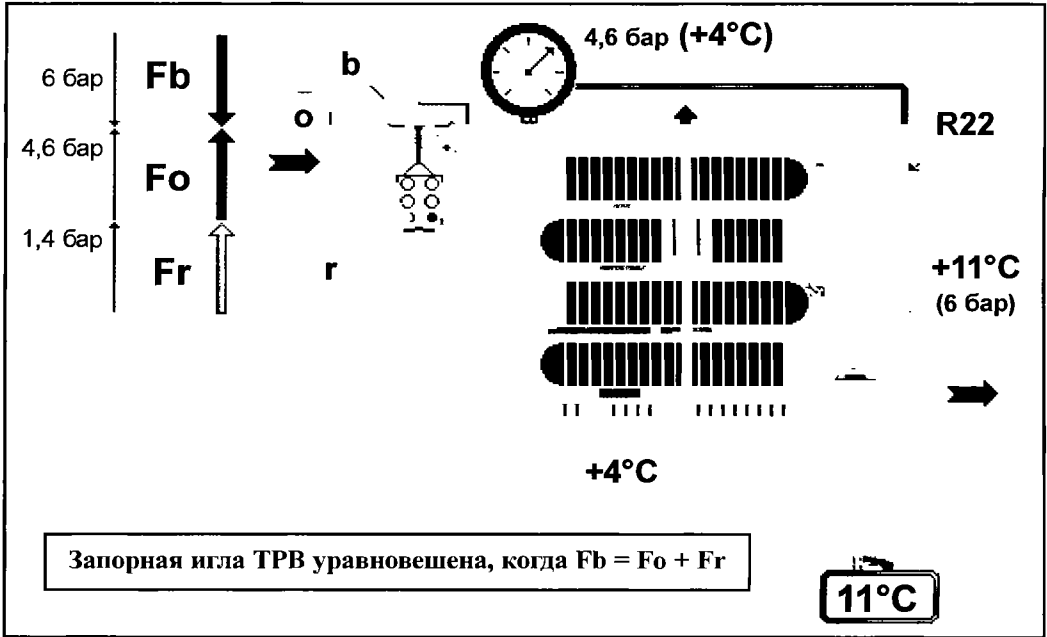


Рис. 4.1.

- Fb** – сила открытия ТРВ, вызванная давлением, существующим внутри термобаллона, направленная сверху вниз и действующая на мембрану сверху (точка **b**).
- Fo** – сила закрытия ТРВ, вызванная давлением кипения P_0 , направленная снизу вверх и действующая на мембрану снизу (точка **o**).
- Fr** – сила закрытия ТРВ, вызванная упругостью регулировочной пружины (точка **r**), направленная снизу вверх и действующая на запорную иглу ТРВ.

Если давление $P_0 = 4,6$ бар, а регулировочная пружина создает усилие в 1,4 бар, эти два давления суммируются и создают давление закрытия, равное 6 бар. Следовательно, ТРВ не сможет открыться до тех пор, пока давление открытия в термобаллоне не превысит 6 бар, то есть пока температура R22, содержащегося в термобаллоне, не достигнет 11°C.

Когда температура термобаллона превысит 11°C, давление открытия станет больше 6 бар и ТРВ откроется. Если температура термобаллона опустится ниже 11°C, давление в нем станет меньше 6 бар и ТРВ закроется.

Таким образом, настройка регулировочной пружины ТРВ на давление в 1,4 бар позволяет поддерживать постоянную разницу в 7 К между температурой кипения и температурой термобаллона. Если изменить настройку регулировочной пружины, изменится и перегрев. Этим способом, в случае необходимости, можно регулировать работу ТРВ.



Более подробно различные схемы ТРВ рассмотрены в разделе 46 "Терморегулирующие вентили ТРВ".

5. АНАЛИЗ ПРИЧИН АНОМАЛЬНОГО ПЕРЕГРЕВА

Правильно рассчитанная и смонтированная холодильная установка, у которой мощность ТРВ соответствует мощности испарителя, может быть настроена на перегрев в диапазоне от 5 до 8 К как в случае использования ее в торговом оборудовании, так и в кондиционерах.

А) Чрезмерно большой перегрев (как правило, выше 8 К).

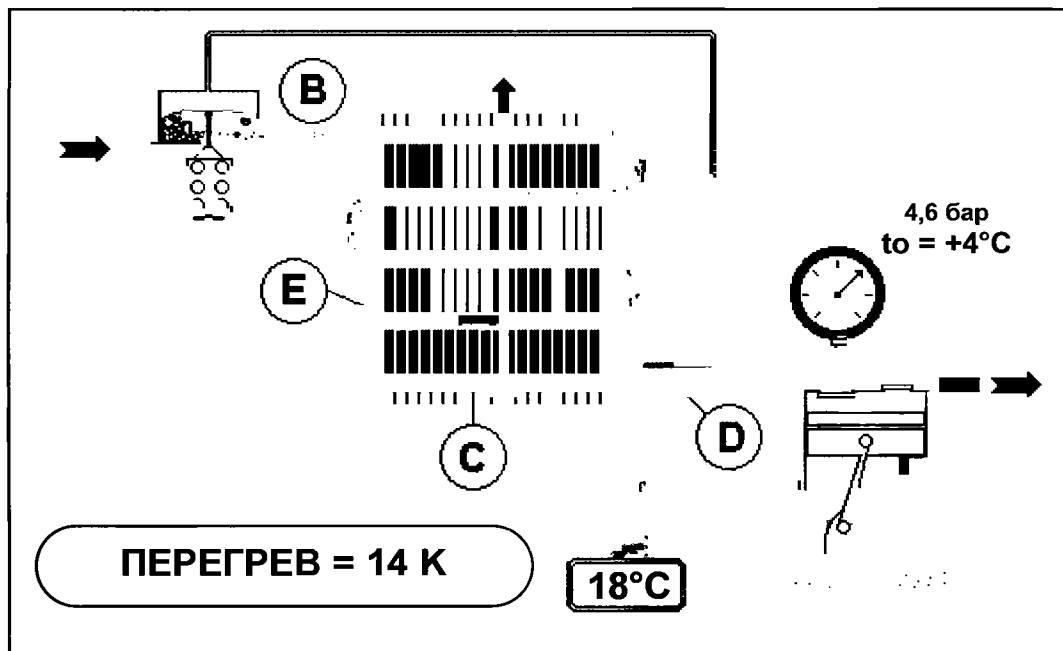


Рис. 5.1.

$$t_B = t_E = \text{температуре кипения} = 4^\circ\text{C}.$$

Если температура точки D равна 18°C , то перегрев равен 14 К.

Пояснение. При нормальной работе холодильного контура последние капли жидкости выкипают в точке С (см. рис. 5.1). При дальнейшем прохождении по испарителю (участок С-Д) пары нагреваются. В том случае, когда парами заполнен только участок С-Д, обеспечивается нормальный перегрев (например, 7К).



В случае нехватки хладагента в испарителе, когда последние капли жидкости выкипают, например, в точке Е, длина участка трубопровода, заполненного только парами, возрастает (на рис. 5.1 это участок Е-Д), что приводит к значительному перегреву. При этом замер температуры в точке D может дать значение 18°C , то есть перегрев составит 14 К.

Б) Чрезмерно малый перегрев (как правило, ниже 5 К)

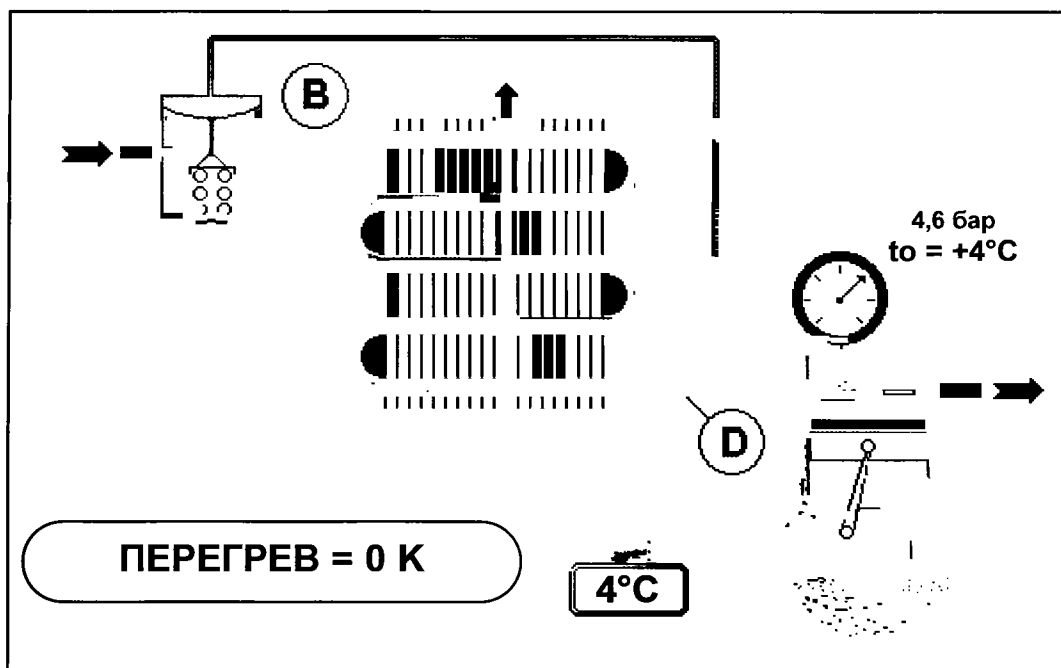


Рис. 5.2.

В примере на рис. 5.2 температура в точке В равна температуре в точке D, то есть температуре кипения 4°C. Перегрев отсутствует и жидкий хладагент будет поступать на вход в компрессор.

Этот режим, как мы увидим в дальнейшем, чрезвычайно опасен, поскольку приводит к гидродарам в компрессоре и может вызвать серьезные повреждения.

К сожалению, такой режим довольно часто возникает, если ремонтники начинают экспериментировать с ТРВ, закрывая и открывая его наугад, точно не установив цель этих экспериментов.

✘ Опыт показывает, что после изменения настройки ТРВ нужно выждать не менее 20 минут, чтобы установка вышла на новый режим.

Несмотря на то, что в нормально работающих установках открытие ТРВ действительно приводит к повышению давления кипения (НД), **нужно, тем не менее, знать, что в функции ТРВ не входит регулировка НД.** ТРВ предназначен для оптимального заполнения испарителя при любых тепловых нагрузках и обеспечения постоянного перегрева всасываемых паров.

6. ВЛИЯНИЕ ПЕРЕГРЕВА НА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Заметим, что в данном случае холодопроизводительность зависит от количества жидкого хладагента, находящегося в испарителе.

Действительно, если 1 кг жидкого R22 может поглотить 50 Вт тепла (средняя величина для кондиционеров), то испаритель, содержащий 10 кг жидкого R22, сможет поглотить в десять раз больше, то есть 500 Вт.

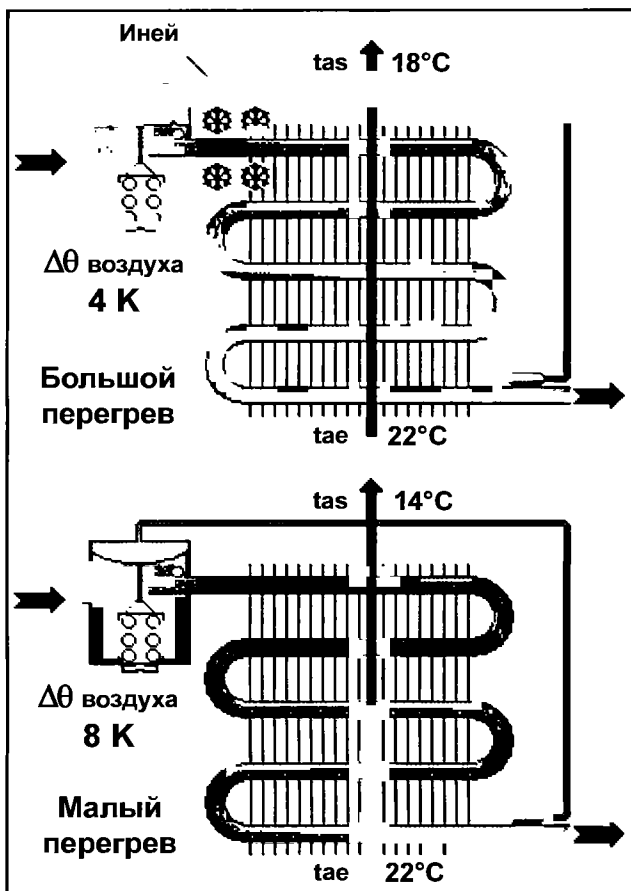


Рис. 6.1.

Отсюда следует, что чем больше жидкого хладагента находится в испарителе, тем больше возрастает холодопроизводительность.

Таким образом, чтобы повысить холодопроизводительность, нужно стремиться к заполнению испарителя максимальным количеством хладагента, как можно больше снижая перегрев, но при этом не допуская попадания жидкости на вход в компрессор.

Если перегрев слишком большой, значит отверстие ТРВ практически закрыто и пропускает очень мало жидкости.

Холодопроизводительность испарителя, содержащего мало жидкости, низкая и перепад температур $\Delta\theta$ охлаждаемого воздуха на входе в испаритель и выходе из него очень мал.

Давление кипения упало и на выходе из ТРВ трубопровод снаружи покрывается инеем.

Если перегрев слишком низкий, значит отверстие ТРВ полностью открыто и пропускает много жидкости.

Поскольку испаритель содержит много жидкости, холодопроизводительность высокая и перепад температур $\Delta\theta$ для охлаждаемого воздуха представляется нормальным, однако в компрессор могут попадать губительные для него частицы жидкости.



На рис. 6.1 представлены два предельных варианта заполнения испарителя, между которыми при настройке перегрева необходимо выбрать разумный компромисс.

7. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЕМОГО ВОЗДУХА

На *рис. 7.1* представлена схема участка испарителя с прямым циклом расширения, который предназначен для перегрева паров хладагента. ТРВ настроен таким образом, чтобы при нормальной работе установки перегрев паров составлял 7 К.

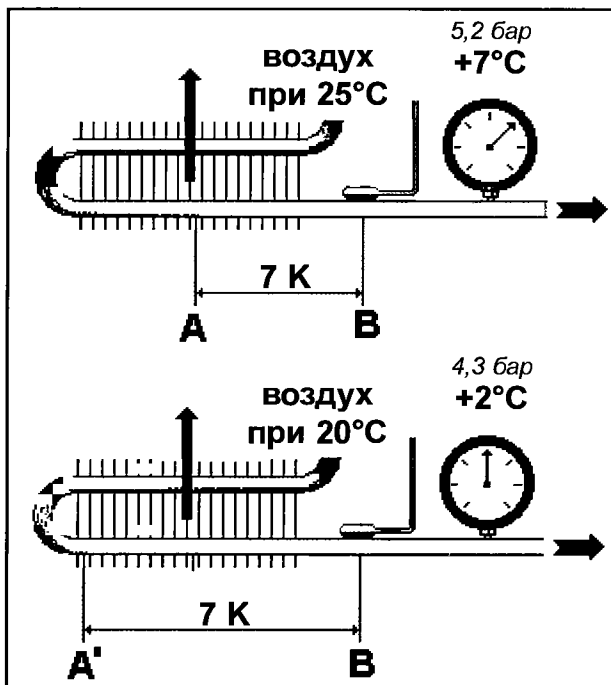


Рис. 7.1.

Когда охлаждаемый воздух приходит к испарителю с начальной температурой 25°C, для того, чтобы обеспечить перегрев паров 7 К, достаточно участка трубопровода испарителя длиной А-В

При этом давление кипения составляет 5,2 бар (то есть давление насыщенных паров R22 при 7°C), что эквивалентно температурному напору $\Delta\theta_{полн}$ (разность между температурой воздуха на входе $t_{вх}$ и температурой кипения t_0) 18 К, – величине, принятой для кондиционеров.

Поскольку установка работает нормально, температура окружающей среды падает и, следовательно, температура воздуха на входе в испаритель также уменьшается.

Предположим, что через некоторое время температура воздуха на входе в испаритель понизилась до 20°C.

Поскольку настройка ТРВ не меняется, он продолжает поддерживать перегрев почти постоянным и равным 7 К.

Но для того, чтобы обеспечить тот же перегрев паров при более низкой температуре воздуха, необходимо увеличить длину участка трубопровода испарителя, на котором происходит теплообмен между парами хладагента и воздуха!

Поэтому для наружного воздуха с температурой 20°C длина участка теплообмена А'-В, обеспечивающего перегрев 7 К, гораздо больше длины участка А-В, обеспечивающего перегрев паров в те же 7 К, но для воздуха с температурой 25°C!

Поскольку участок трубопровода, обеспечивающий перегрев, содержит только пары, можно утверждать, что в испарителе находится меньше жидкого хладагента, когда воздух на входе имеет температуру 20°C, и больше жидкого хладагента, когда он имеет температуру 25°C.

ПРИМЕЧАНИЕ. ТРВ, настроенный на постоянный перегрев, работает очень точно. Когда в испаритель поступает более горячий воздух, то есть когда потребность в холодопроизводительности возрастает, испаритель оказывается заполненным большим количеством жидкости.

Если воздух более холодный, ТРВ начинает закрываться, количество жидкости в испарителе уменьшается и холодопроизводительность падает.

При этом давление кипения тоже падает.

Иначе говоря, когда температура воздуха на входе в испаритель уменьшается, проходное сечение ТРВ сужается, чтобы сохранить заданный перегрев, вызывая тем самым падение давления кипения (НД).

Рассмотрим, как меняется НД, когда тепловая нагрузка уменьшается (см. рис. 7.2).

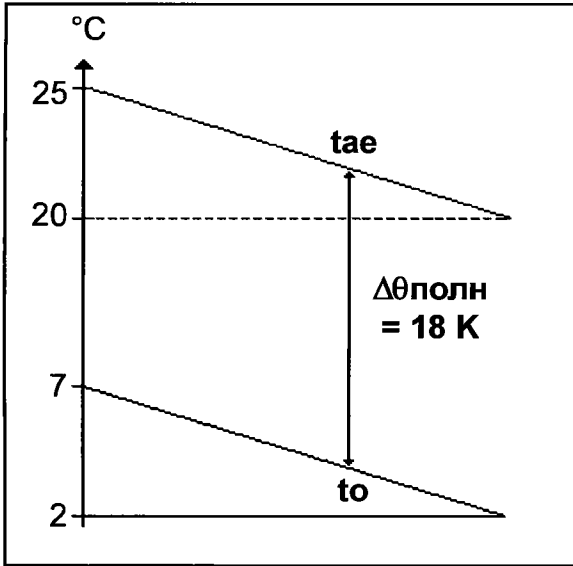


Рис. 7.2.

Из рисунка видно, что чем больше падает температура воздуха на входе в испаритель ($t_{вх}$), тем больше закрывается ТРВ, чтобы сохранить заданный перегрев, и тем больше уменьшается температура кипения (t_o).



При этом следует отметить, что температурный напор $\Delta\theta_{полн}$ остается практически постоянным, если не меняется давление конденсации (ВД), то есть если оно правильно отрегулировано.

7.1. УПРАЖНЕНИЕ

После ввода в эксплуатацию кондиционера установлено, что при температуре воздуха на входе в испаритель 22°C температура кипения $t_o = 2^\circ\text{C}$.

При какой минимальной температуре воздуха на входе в испаритель регулирующий термостат должен будет выключить компрессор?

Решение

В данном кондиционере температурный напор $\Delta\theta_{полн} = 22 - 2 = 20 \text{ К}$ (верхний предел). Если температура воздуха на входе в испаритель достигнет 20°C , температура кипения хладагента будет составлять 0°C , что может вызвать начало роста снежной шубы на испарителе со всеми вытекающими отсюда неприятностями для работы кондиционера.

Следовательно, регулирующий термостат должен быть настроен таким образом, чтобы выключать компрессор при температуре воздуха на входе в испаритель не ниже 20°C .

8. ТЕРМОРЕГУЛИРУЮЩИЙ ВЕНТИЛЬ

8.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРВ

Рассмотрим *рис. 8.1*, иллюстрирующий изменение расхода воды через поливальный шланг в зависимости от давления в подводящей магистрали.

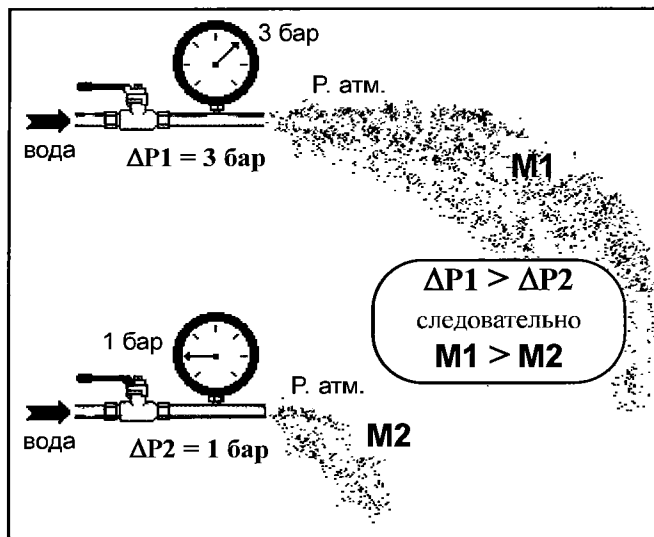


Рис. 8.1.

В обоих случаях вода вытекает из шланга в атмосферу.

Однако очевидно, что массовый расход воды M_1 при давлении в магистрали 3 бара больше, чем расход M_2 при давлении 1 бар.

Следовательно, можно сделать вывод о том, что при падении давления в подводящей магистрали (уменьшении перепада ΔP по отношению к атмосферному давлению) расход воды, вытекающей из шланга, падает.

Точно также падает расход жидкости через данный ТРВ, когда перепад давления между входом в ТРВ и выходом из него уменьшается, и, наоборот, при повышении перепада давления расход возрастает.

Но чем больше возрастает расход жидкости хладагента через ТРВ, тем больше увеличивается его производительность, повышая мощность установки.



Не путайте производительность ТРВ с холодопроизводительностью и поглощающей способностью испарителя.

Производительностью ТРВ называют максимальный расход, который способен пропускать данный элемент при фиксированном перепаде давления ΔP и полностью открытом отверстии. Следовательно, производительность зависит, в частности, от диаметра проходного сечения сменного клапанного узла (патрона), установленного внутри ТРВ. Эта зависимость иллюстрируется схемой на *рис. 8.2*.

Проходное сечение **B**, имея больший диаметр, чем проходное сечение **b**, позволит при одном и том же перепаде давления пропускать больший расход жидкости. Следовательно, ТРВ, оснащенный клапанным узлом с проходным сечением **B**, будет иметь большую производительность, чем тот же ТРВ, оснащенный патроном сечения **b**.

Конечно, производительность ТРВ должна быть как минимум равна холодопроизводительности испарителя (ТРВ должен пропускать столько же жидкости, сколько может выкипеть в испарителе).

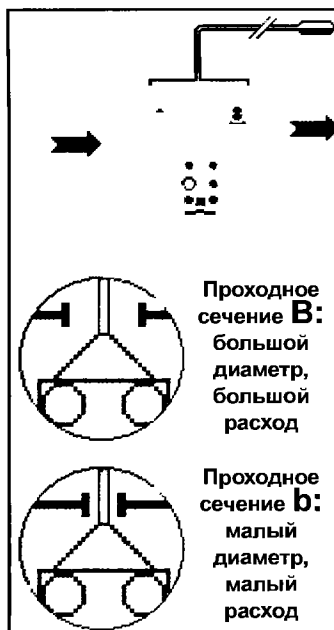


Рис. 8.2.

В качестве примера рассмотрим данные *таблицы 8.1* по выбору ТРВ для установки на R22 с номинальной холодопроизводительностью **3,5 кВт**.

Для данного проходного сечения производительность ТРВ указана в зависимости от температур кипения (**to**) и конденсации (**tk**):

Табл. 8.1.

<i>Данные по производительности ТРВ: отверстие №2, хладагент R22</i>				
Номинальная мощность – 1 тонна холода США (3,5 кВт)				
tk ↓	to →	10°C (5,8 бар)	5°C (4,8 бар)	0°C (4 бар)
50°C (18,4 бар)		3,16 кВт	3,26 кВт	3,32 кВт ①
40°C (14,4 бар)		2,78 кВт	2,94 кВт	3,07 кВт
35°C (12,5 бар)		2,53 кВт ③	2,72 кВт	2,88 кВт ②

Точка 1: ТРВ с производительностью 3,32 кВт при $tk = 50^\circ\text{C}$ и $to = 0^\circ\text{C}$ (перепад давления $\Delta P = 18,4 - 4 = 14,4$ бар).

Точка 2: ТРВ с производительностью 2,88 кВт при $tk = 35^\circ\text{C}$ и $to = 0^\circ\text{C}$ (перепад давления $\Delta P = 12,5 - 4 = 8,5$ бар).

Точка 3: ТРВ с производительностью 2,53 кВт при $tk = 35^\circ\text{C}$ и $to = 10^\circ\text{C}$ (перепад давления $\Delta P = 12,5 - 5,8 = 6,7$ бар).

Таким образом, для постоянной температуры кипения 0°C производительность падает с 3,32 до 2,88 кВт при снижении перепада ΔP с 14,4 бар (точка 1) до 8,5 бар (точка 2), то есть примерно на 13 %.

С другой стороны, при постоянной температуре конденсации 35°C производительность ТРВ падает с 2,88 до 2,53 кВт при снижении перепада ΔP с 8,5 бар (точка 2) до 6,7 бар (точка 3), то есть примерно на 12 %.



Следовательно, для одного и того же ТРВ располагаемая производительность главным образом зависит от рабочего перепада давления ΔP .

В общем случае ТРВ маркируются (обозначаются) по их производительности. Большинство разработчиков ТРВ включают в обозначение номинальную производительность ТРВ, указывающую значение этой величины (часто в тоннах холода США) для определенных условий работы (например, $+5^\circ/+32^\circ\text{C}$ при переохлаждении 4 К).

Так, например ТРВ фирмы DANFOSS марки TEX5-3 имеет номинальную производительность 3 тонны, фирмы SPORLAN марки GFE2C – 2 тонны, фирмы ALCO марки TIE4HW – 4 тонны.

Заметим, что номинальная производительность указывает только порядок величины, а конкретное ее значение, которое будет реализовано на практике, определяется рабочим перепадом давления и паспортом ТРВ, позволяющим установить точное значение производительности для данного диаметра проходного сечения в зависимости от условий работы.

8.2. ЗАМЕЧАНИЯ ПО ПОВОДУ ПУЛЬСАЦИЙ ТРВ

Рассмотрим схему (рис. 8.3), на которой изображен испаритель, запитанный через ТРВ. Представим, что испаритель снабжен двухканальным регистратором температуры, который измеряет:

- 1) Температуру термобаллона ТРВ (первый канал).
- 2) Температуру парожидкостной смеси на выходе из ТРВ (второй канал), то есть температуру кипения.

Следовательно, разница между этими двумя характеристиками, дает нам величину перегрева.

Рассмотрим зарегистрированные значения этих величин (разница во времени между двумя вертикальными линиями составляет 1 минуту).

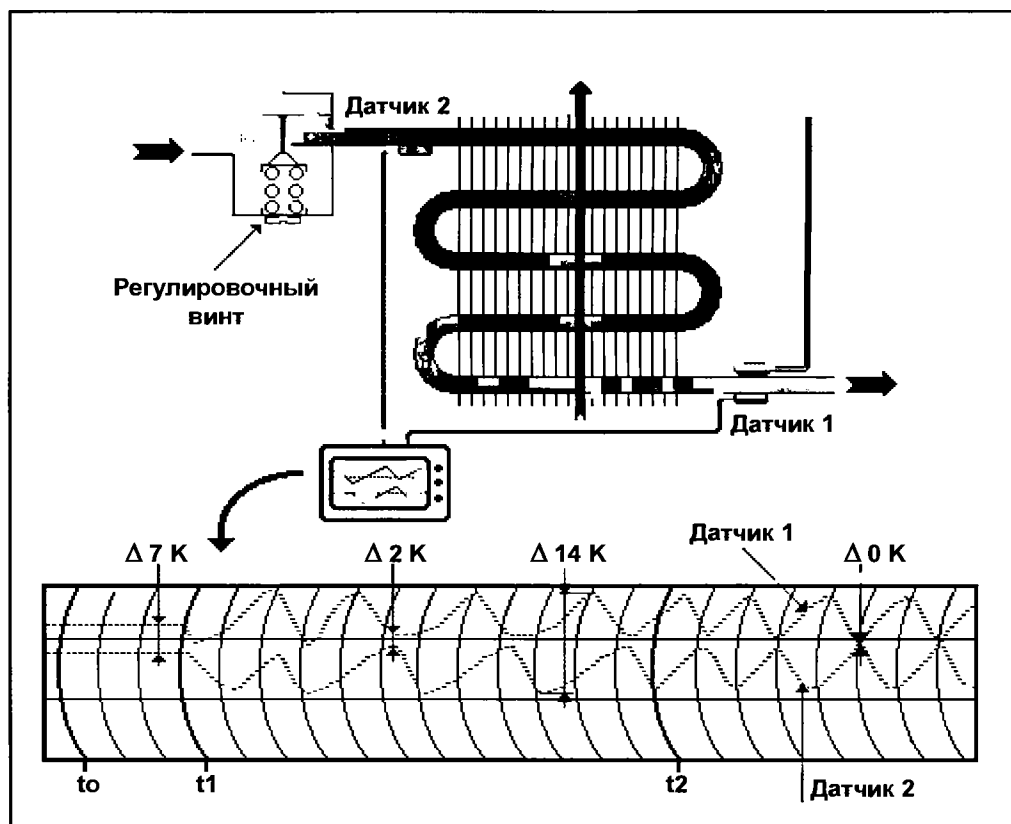


Рис. 8.3.

В момент времени t_0 хорошо отрегулированный ТРВ обеспечивает перегрев 7 К. Установка работает совершенно стабильно с требуемым перегревом.

В момент времени t_1 откроем ТРВ на один оборот винта. Сразу можно заметить, что очень быстро ТРВ выйдет на пульсирующий режим работы с изменением перегрева от 2 до 14 К.

Наблюдая за манометром НД, вы увидите, что давление кипения будет также пульсировать, почти в точности совпадая по частоте с изменениями кривой 2

В момент t_2 откроем ТРВ еще на один оборот.

Очень быстро частота пульсаций возрастает и перегрев будет колебаться между 0 и 12 К

Дотронувшись рукой до всасывающего трубопровода, вы отчетливо ощутите периодические гидроудары, которые передаются в компрессор. Более того, корпус компрессора станет аномально холодным.

Итак, открытие ТРВ с каждым оборотом регулировочного винта повышает его производительность.



Пульсации ТРВ указывают на то, что пропускная способность ТРВ гораздо выше производительности испарителя.

ОТРИЦАТЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ ПУЛЬСАЦИЙ

Поскольку температура кипения пульсирует, это автоматически приводит к пульсациям низкого давления и, под воздействием этого, пульсируют значения всех основных параметров установки:

- ▶ Пульсирует температура воздушной струи, проходящей через испаритель, потому что непрерывно меняется холодопроизводительность (заметим, что холодопроизводительность меняется с изменением количества жидкости, находящейся в испарителе).
- ▶ Пульсирует высокое давление, потому что непрерывно меняется холодопроизводительность и, как следствие, меняется количество хладагента, поступающего в конденсатор.
- ▶ Пульсирует сила тока, потребляемая компрессором, потому что постоянно меняются высокое и низкое давления.

Легко понять, что оставлять установку в состоянии пульсации крайне нежелательно!



ВНИМАНИЕ. Если вы и дальше будете открывать ТРВ, вращая регулировочный винт, пульсации в конце концов прекратятся, низкое давление стабилизируется, а температуры 1 и 2 будут иметь одинаковое значение.

В этом случае компрессор будет постоянно работать в условиях, когда на входе в него имеются неиспарившиеся частицы жидкости (правда неизвестно, сколько времени он проработает в таком режиме, который может привести к очень серьезным неисправностям).

8.3. МЕТОД НАСТРОЙКИ ТРВ

В настоящее время имеется большое количество документов и технических инструкций разработчиков, в которых подробно описывается конструкция ТРВ, их работа, технология их подбора и монтажа.

В большинстве документов указывается, что ТРВ настроены на заводе-изготовителе и как правило не требуют дополнительной регулировки. *Вместе с тем, возникает вопрос: как настроить ТРВ, если по какой-либо причине появляется необходимость дополнительной регулировки?*

Мы рекомендуем следующий метод. Дополнительно к обычно используемым манометрам нужно установить электронный термометр, датчик которого следует укрепить на термобаллоне ТРВ (см. рис. 8.4).

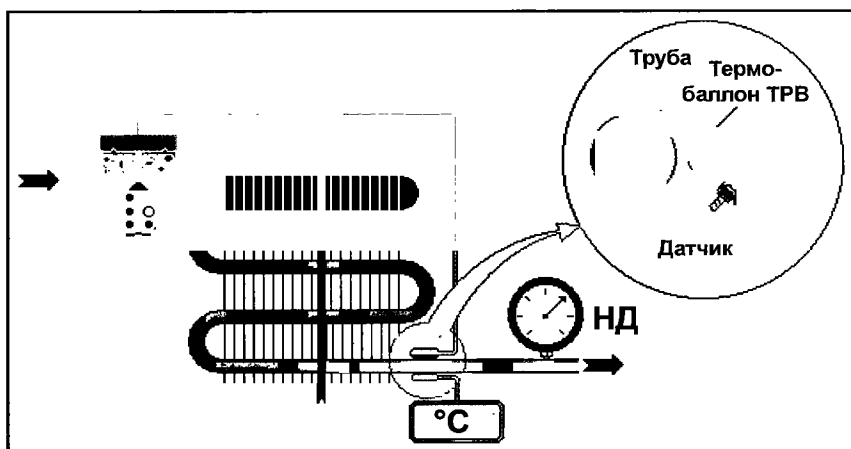


Рис. 8.4.

Чтобы сохранить стабильность настройки во времени, необходимо производить ее **при температуре в охлаждаемом объеме близкой к температуре отключения компрессора** (настройка, обеспечивающая стабильность при температуре 25°C, может привести к пульсациям при температуре 20°C).

✘ Не допускается производить настройку ТРВ при высокой температуре в охлаждаемом объеме!

Рекомендуемая технология настройки заключается в том, чтобы сначала **вывести ТРВ на предельный режим, при котором начнутся пульсации.**

- ▶ Для этого **при постоянной величине перегрева** (показания термометра и манометра НД не меняются) нужно медленно открывать ТРВ до тех пор, пока не начнутся пульсации.
- ▶ Если при этом **появляются пульсации перегрева** (пульсации показаний термометра и манометра), нужно закрывать ТРВ до тех пор, пока пульсации не прекратятся.

Внимание. *Никогда не вращайте регулировочный винт больше, чем на один оборот (предельный режим, приводящий к пульсациям, может наступить при вращении винта на 1/4 или даже на 1/8 оборота). После каждого изменения настройки (поворота регулировочного винта) следует выждать не менее 15 минут (в дальнейшем это позволит вам сэкономить время на настройку).*

Когда установка выйдет на пульсирующий режим, достаточно слегка закрыть ТРВ (например, на пол-оборота).

В этом случае ТРВ будет настроен на минимально возможный перегрев, который обеспечивается данной установкой, заполнение испарителя жидким хладагентом будет оптимальным, а пульсации прекратятся.

ПРИМЕЧАНИЕ. В течение настройки давление конденсации должно оставаться относительно стабильным, но его величина должна быть максимально приближена к номинальным условиям работы, так как от нее зависит производительность ТРВ.

При настройке могут возникнуть две сложности:

- 1) **Вам не удается добиться пульсаций.** Это означает, что ТРВ, будучи даже полностью открытым, имеет производительность ниже, чем производительность испарителя.

В общем случае это может происходить по следующим причинам: либо проходное сечение ТРВ слишком мало, либо в установке не хватает хладагента, либо на вход в ТРВ поступает недостаточно жидкости.

- 2) **Вам не удается исключить пульсации после их возникновения.** Это означает, что ТРВ, будучи даже полностью закрытым, сохраняет производительность выше, чем производительность испарителя.

В общем случае это связано с тем, что либо проходное сечение ТРВ слишком велико, либо испарителю не хватает производительности.

Настройка прекращается, когда перегрев достигает слишком большого значения (это наступает, когда ТРВ практически перекрыт, давление кипения аномально малое и полный перепад температур $\Delta\theta_{полн}$ слишком большой). *Это означает, что испаритель производит меньше паров, чем способен поглотить компрессор, то есть мощность испарителя недостаточна.*

ПРИМЕЧАНИЕ. Аномалии, которые могут вызывать перечисленные выше проблемы, возникающие при настройке ТРВ (слишком малый или слишком большой ТРВ, плохая подпитка жидкостью, нехватка хладагента в контуре, нехватка производительности испарителя), более подробно будут проанализированы при детальном изучении каждой из этих неисправностей.



Здесь же мы сформулируем основной вывод из данного раздела: настройка ТРВ может оказаться трудоемким и длительным процессом, поэтому не приступайте к процедуре настройки, не будучи абсолютно уверенными в глубоком понимании наших рекомендаций.



Во всех случаях, когда вы приступаете к настройке ТРВ, обязательно в качестве меры предосторожности заметьте начальную настройку (начальное положение регулировочного винта) и точно подсчитывайте число оборотов регулировочного винта, которое вы сделали (точная регулировка может быть обеспечена поворотом винта всего на 1/8 оборота).

8.4. УПРАЖНЕНИЕ

Какая из двух схем, приведенных на рис. 8.5, представляется вам более удачной? Почему?

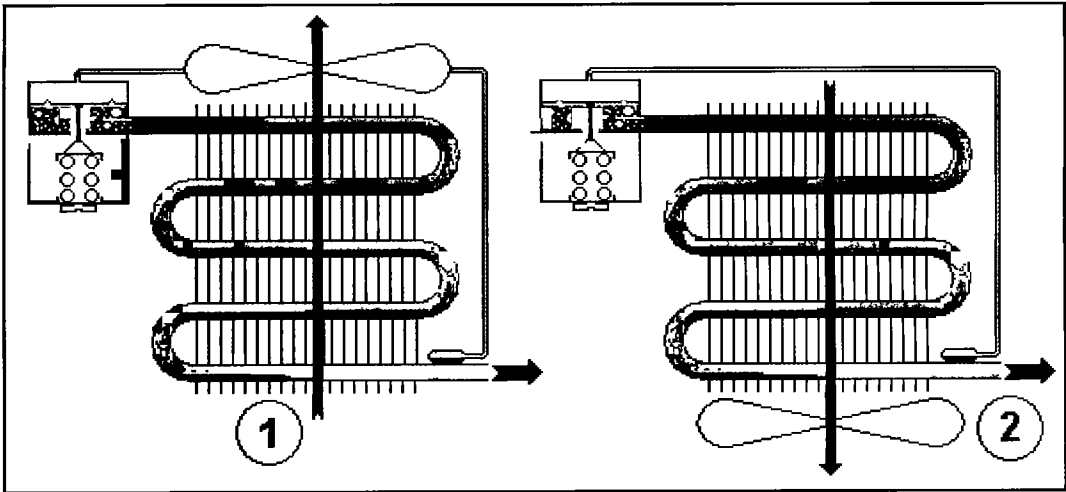


Рис. 8.5.

Решение

В варианте 2 зону перегрева испарителя обдувает уже охлажденный воздух.

Напротив, в варианте 1 воздух, который обдувает зону перегрева, имеет более высокую температуру.

Мы уже изучили влияние температуры воздуха на заполнение испарителя и на холодопроизводительность (см. раздел 7, рис. 7.1).

Следовательно, схема 1 обеспечивает лучшее заполнение испарителя и является более предпочтительной с точки зрения улучшения холодопроизводительности.

9. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА МАССОВЫЙ РАСХОД И ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Несмотря на то, что в настоящее время вместо поршневых компрессоров предпочитают использовать ротационные (обладающие целым рядом преимуществ), мы будем рассматривать поршневые компрессоры (для простоты изложения), чтобы показать основные явления, которые не зависят от типа применяемого компрессора.

Рассмотрим три позиции на рис. 9.1, показывающие ход поршня холодильного компрессора при всасывании.

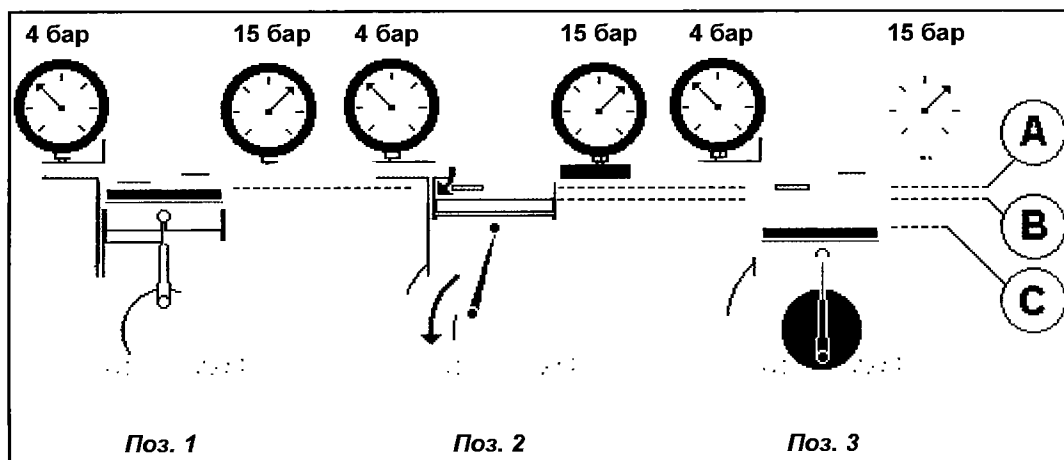


Рис. 9.1.

Поз. 1. Поршень находится в верхней мертвой точке (точка А). Поскольку поршень не должен удариться в клапанную плиту, в верхней части цилиндра предусмотрено свободное пространство, обеспечивающее механическую безопасность (его называют мертвым объемом).

В рассматриваемом примере этот объем содержит пары хладагента при давлении 15 бар. Поскольку низкое давление равно 4 бар, всасывающий клапан закрыт.

Поз. 2. По мере опускания поршня в цилиндре пары хладагента, которые были сжаты в мертвом объеме до давления в 15 бар, начинают расширяться и их давление уменьшается.

Всасывающий клапан не сможет открыться до тех пор, пока давление в цилиндре не упадет несколько ниже 4 бар, что произойдет, например, в точке В.

Следовательно, ход поршня между точками А и В служит только для расширения паров и в этот период ни одна молекула газа не может проникнуть в цилиндр.

Поз. 3. Поршень приходит в нижнюю мертвую точку (точка С). Цилиндр целиком заполнен парами хладагента при давлении 4 бара, однако в компрессор поступило только то количество газа, которое содержится в пространстве между точками В и С.



Таким образом, в связи с тем, что в цилиндре существует так называемый мертвый объем, ход поршня между точками А и В является бесполезным ходом и компрессор начинает работать на всасывание только между точками В и С.

Теперь рассмотрим ход поршня при сжатии (см. рис. 9.2).

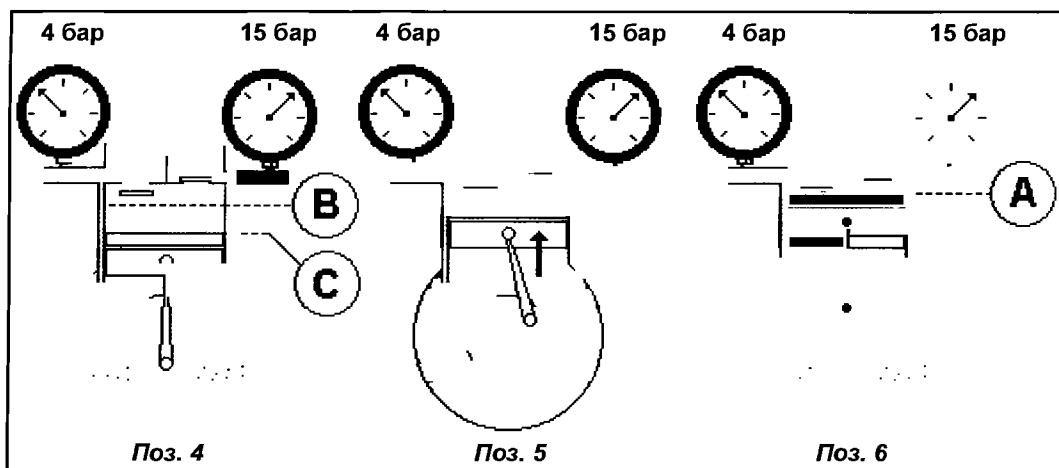


Рис. 9.2.

- Поз. 4.** Поршень находится в нижней мертвой точке (точка С) и в компрессор поступило только то количество газа, которое содержится между точками В и С.
- Поз. 5.** По мере того, как поршень поднимается, давление в цилиндре возрастает (следовательно, всасывающий клапан закрыт) до тех пор, пока рост давления не приведет к открытию нагнетательного клапана и вытеснению газа при давлении 15 бар в коллектор ВД.
- Поз. 6.** Поршень возвращается в верхнюю мертвую точку. *Вредное пространство цилиндра содержит точно такое же количество паров при давлении 15 бар, что и в поз. 1 на рис. 9.1.*



Итак, подведем итог нашим рассуждениям. По мере опускания поршня компрессор всасывает только такое количество паров, которое содержится между точками В и С при давлении 4 бара. При подъеме поршня компрессор нагнетает только то количество газа, которое предварительно поступило в цилиндр. Следовательно, при нагнетании компрессор вытесняет точно такое же количество паров, которое вошло в него при всасывании.

Посмотрим, что произойдет, если давление всасывания упадет!

Если давление всасывания станет, например, равным 2 бар вместо 4 бар, клапан всасывания будет открываться, когда давление в цилиндре при всасывании упадет чуть ниже 2 бар.

Следовательно, поршень должен опуститься *гораздо ниже*, чтобы газ, заключенный во вредном пространстве при 15 бар, расширился до давления 2 бара.

В связи с этим, бесполезный ход поршня, заключенный между точками А и В, будет более значительным, а масса газа, поступающая в компрессор при всасывании, уменьшится.




Таким образом, чем больше падает давление всасывания, тем больше уменьшается масса газа, поступающего в компрессор при всасывании.

А что будет, если возрастет давление нагнетания!

Если давление нагнетания станет, например, равным 20 бар вместо 15 бар, газ, заключенный во вредном пространстве при нахождении поршня в верхней мертвой точке, также будет сжат до давления в 20 бар.


Следовательно, чтобы при всасывании давление в цилиндре смогло упасть до величины, несколько меньшей 4 бар, и открылся клапан всасывания, поршень должен опуститься гораздо ниже.

В связи с этим, бесполезный ход поршня между точками А и В также увеличится, а масса газа, поступающая в цилиндр при всасывании, уменьшится.

 *Итак, чем больше растет давление нагнетания (\nearrow), тем больше падает масса газа, поступающая в компрессор при всасывании (\searrow).*

Влияние давления на массовый расход

Мы смогли убедиться, что массовый расход хладагента при обращении в контуре зависит от значений давлений всасывания и нагнетания, при которых работает компрессор, и что выход массы газа через вентиль нагнетания точно такой же, как вход через вентиль всасывания.

 *Следовательно, массовый расход строго одинаковый в любой точке контура и меняется только фазовое состояние хладагента (жидкость или пар). При этом, если давление нагнетания растет \nearrow , то массовый расход падает \searrow , если давление всасывания падает \searrow , то массовый расход также падает \searrow .*


Влияние на холодопроизводительность


В усредненных условиях функционирования небольшого кондиционера массовый расход R22 величиной 1 кг/ч способен обеспечить поглощение испарителем около 50 Вт (то есть 0,05 кВт) тепла.

Если расход составляет 100 кг/ч, холодопроизводительность достигает $100 \times 0,05 = 5$ кВт. При массовом расходе 80 кг/ч холодопроизводительность падает до $80 \times 0,05 = 4$ кВт.

Следовательно, холодопроизводительность прямо пропорциональна массовому расходу. Если массовый расход падает \searrow , точно так же падает и холодопроизводительность \searrow .

Поскольку массовый расход зависит от рабочих значений давлений всасывания и нагнетания, от них точно так же зависит и холодопроизводительность

 *Если давление нагнетания растет \nearrow , массовый расход падает \searrow и холодопроизводительность падает \searrow .
Если давление всасывания падает \searrow , массовый расход падает \searrow и холодопроизводительность падает \searrow .*

 *Эти изменения холодопроизводительности нельзя не принимать во внимание, поскольку расчеты показывают, что при уменьшении температуры кипения на 1 К потери холодопроизводительности составляют от 3 до 5 %, а при повышении температуры конденсации на 1 К теряется около 1 % холодопроизводительности.*

9.1. УПРАЖНЕНИЕ

В холодильной установке манометр ВД (нагнетание) показывает 16,5 бар, манометр НД (всасывание) – 4,5 бар.

Если та же установка работает при ВД = 15,4 бар (то есть более низком) и НД = 4,2 бар (также более низком), каким будет массовый расход?

Повысится ли он (поскольку упало ВД) или уменьшится (поскольку упало НД)?

В качестве подсказки учтите, что одним из параметров, определяющих изменение массового расхода, является отношение давлений, то есть отношение ВД/НД (нагнетание/всасывание).

Решение

Массовый расход действительно зависит от отношения давлений в компрессоре (доказательство этого не является предметом рассмотрения настоящего учебника).

Отношение давлений определяется отношением ВД/НД, причем оба эти значения должны быть выражены в абсолютных величинах (Вспомните ваши старые знания в области холодильной техники!).

Отметим, что манометры проградуированы в относительных (избыточных) величинах.

Когда манометр показывает 0 бар относительных (избыточных), это показание означает 0 по отношению к атмосферному давлению.

По отношению к абсолютному вакууму абсолютное давление будет равно 1 атмосфере (то есть около 1 бар).

Поэтому показанию манометра 4,5 бар избыточных соответствует около 5,5 бар абсолютных.

Следовательно, в первом случае степень сжатия равна:

$$V_{\text{Дабс}} / N_{\text{Дабс}} = 17,5 / 5,5 = 3,18.$$

Во втором случае степень сжатия равна:

$$V_{\text{Дабс}} / N_{\text{Дабс}} = 16,4 / 5,2 = 3,15.$$

Поскольку во втором случае степень сжатия компрессора упала, массовый расход будет возрастать и, следовательно, возрастет холодопроизводительность.

10. ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА СИЛУ ТОКА, ПОТРЕБЛЯЕМОГО ЭЛЕКТРОМОТОРОМ КОМПРЕССОРА

Задачей холодильного компрессора является всасывание паров, образующихся в испарителе, и их нагнетание при высоком давлении в конденсатор.

Чтобы обеспечить сжатие паров электромотор должен привести поршни компрессора в возвратно-поступательное движение и снабдить их необходимой энергией для перемещения внутри цилиндров (рис. 10.1).

Энергия, которую должен передать электромотор компрессора поршням, зависит главным образом от сил, препятствующих подъему поршней во время цикла сжатия газа в цилиндрах.

Помимо механических напряжений, силы, противодействующие перемещению поршней, в основном обусловлены величиной давления нагнетания.

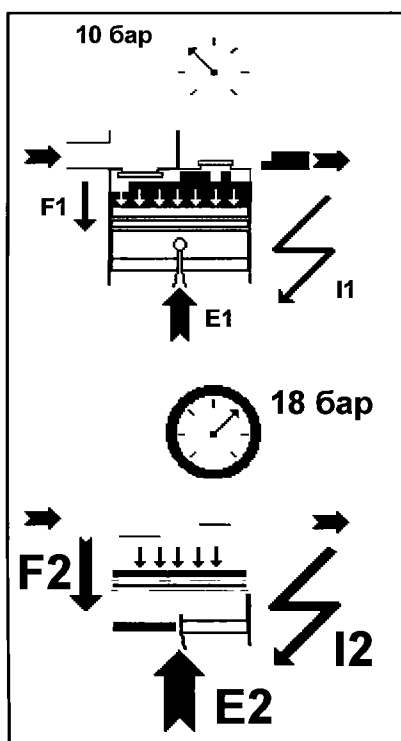


Рис. 10.1.

Так, если давление нагнетания равно 10 бар, на верхнюю часть поршня действует результирующая сила F_1 , соответствующая давлению в 10 бар.

Электромотор должен передать поршню энергию E_1 , чтобы преодолеть силу F_1 , обеспечить подъем поршня и сжатие газа до давления в 10 бар.

Чтобы получить эту энергию E_1 , мотор потребляет из сети ток величиной I_1 .

Если давление нагнетания поднимается, например, до 18 бар, новая сила F_2 , действующая на верхнюю часть поршня и соответствующая 18 бар, будет несомненно больше, чем предыдущая сила F_1 , то есть

$$F_2 > F_1.$$

Чтобы обеспечить сжатие паров двигатель должен передать компрессору большую энергию E_2 , то есть

$$E_2 > E_1.$$

Наконец, чтобы получить эту энергию E_2 из сети, мотор должен потребить ток величиной

$$I_2 > I_1.$$

✘ Таким образом, чем больше увеличивается давление нагнетания, тем больше растет сила тока, потребляемая электромотором компрессора из сети (расчеты показывают, что прирост давления нагнетания на величину, эквивалентную повышению температуры конденсации на 1 К, соответствует росту потребляемой электроэнергии примерно на 3 %).

11. АНОМАЛЬНОЕ ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ КИПЕНИЯ

Упрощенная процедура выбора испарителя и компрессора холодильной установки сводится к следующему.

Сначала рассматривают тепловой баланс холодильной установки таким образом, чтобы определить требуемую холодопроизводительность испарителя (например, 10 кВт).

Используя техническую документацию производителя, подбирают испаритель, способный поглотить 10 кВт в заданных условиях эксплуатации.

Затем с помощью термодинамических таблиц для хладагентов определяют массовый расход выбранного хладагента, который должен циркулировать в контуре холодильной установки, чтобы поглотить эти 10 кВт (например, для кондиционера на R22, это составит около 200 кг/ч).

После этого вычисляют объем паров, образующихся в испарителе при выкипании 200 кг/ч R22 (допустим, 8 м³/ч).

Наконец, подбирают компрессор, способный перекачать эти 8 м³/ч паров хладагента при выбранных значениях давления кипения и конденсации (например, 4,2 бар и 16 бар соответственно).

Когда установка начнет работать, эти 8 м³/ч паров R22, произведенные испарителем и поглотившие 10 кВт, будут полностью перекачаны компрессором, причем давление на выходе из испарителя составит 4,2 бар.

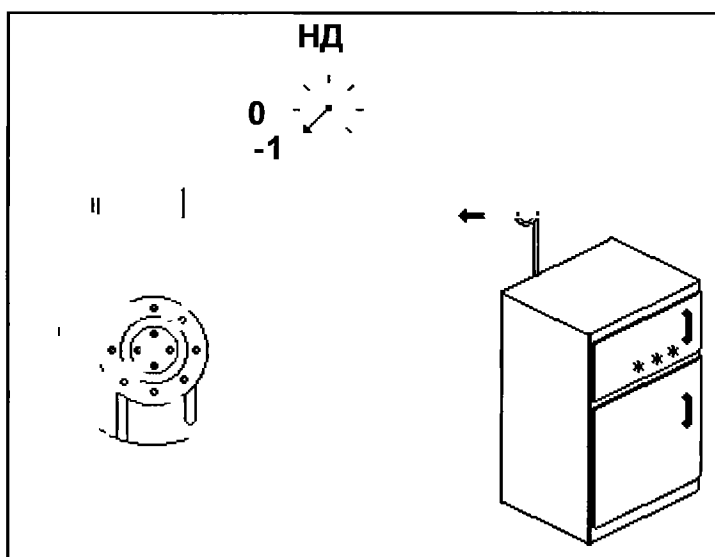


Рис. 11.1.

Если по какой-либо причине испаритель выработает паров меньше, чем 8 м³/ч, компрессор будет способен перекачать паров больше, чем испаритель сможет произвести и давление кипения обязательно упадет!

Чтобы лучше понять это, представим себе величину давления кипения, которая будет реализована, если огромный компрессор подключить к испарителю маленького домашнего холодильника (см. рис. 11.1)!



Итак, аномальное падение давления кипения обязательно свидетельствует о том, что компрессор всасывает большее количество паров, чем может произвести испаритель.

12. СРАВНЕНИЕ КОНДИЦИОНЕРОВ И ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТОРГОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Предметом настоящего раздела является сравнение конструкции и характеристик классических холодильных установок (с одной холодильной камерой) и небольших кондиционеров с прямым циклом расширения при одинаковых холодопроизводительностях.

А) Сравнение условий работы кондиционеров

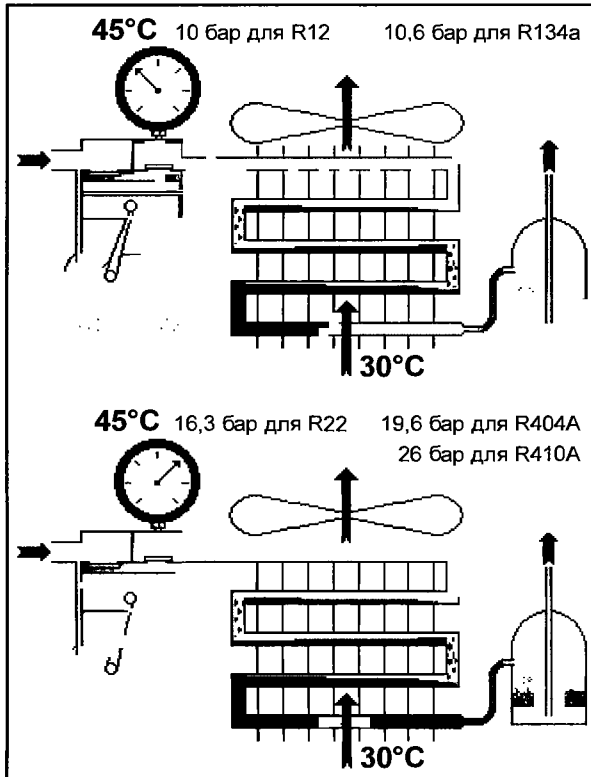


Рис. 12.1.

го давления будет показывать около 10 бар в установке на R12 и около 16,3 бара в установке на R22 (если установка заправлена R134a, манометр ВД покажет 10,6 бар).

Большинство остальных параметров для этих двух конденсаторов (перепад температур охлаждающего воздуха на входе и выходе, переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора) будут практически одинаковыми или с очень небольшими отклонениями друг от друга.



Ремонтник, который руководствуется прежде всего значениями температур, а не давлений, сможет легко обнаружить возможные отклонения в работе конденсатора независимо от типа установки и марки используемого хладагента.

Представим себе две установки, одна из которых является торговым холодильником, а другая кондиционером (см. рис. 12.1). Установки оборудованы одной и той же моделью конденсатора с воздушным охлаждением, обеспечивающей полный напор $\Delta h_{полн} = 15$ К. Рассмотрим, что происходит с конденсатором при одной и той же температуре наружного воздуха 30°C.

Поскольку полный напор $\Delta h_{полн}$ одинаков для обеих установок, следовательно, при одной и той же температуре наружного воздуха в них реализуются совершенно одинаковые значения температуры конденсации.

В нашем случае, при наружной температуре 30°C и конденсаторе, подобранном так, чтобы полный напор $\Delta h_{полн}$ составил 15 К, температура конденсации будет равна 45°C, каким бы ни был используемый в установках хладагент.

Тем не менее, поскольку соотношение между температурой конденсации и давлением насыщенных паров различно для разных хладагентов, манометр высоко-

Б) Сравнение условий работы испарителей

Для торгового холодильника, в холодильной камере которого предполагается поддерживать плюсовую температуру, например, $+4^{\circ}\text{C}$, полный напор, как правило, может составлять от 6 до 10 К (в зависимости от вида продуктов, которые в ней размещаются) с перепадом температуры воздуха от 3 до 5 К.

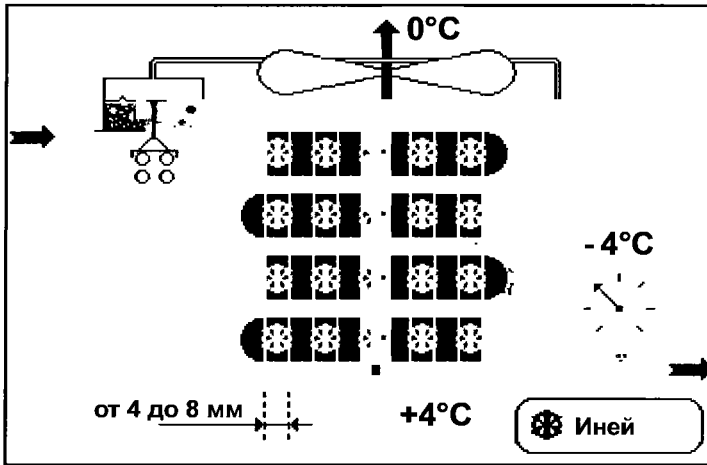


Рис. 12.2.

оребрение в них располагается со сравнительно большим шагом (см. рис. 12.2), составляющим 4...8 мм.

В классических кондиционерах температура в охлаждаемом объеме гораздо более высокая, чем в торговых холодильниках, поэтому полный температурный напор на испарителе в них может достигать больших значений и составлять от 16 до 20 К. Перепад температур воздуха в кондиционерах находится, как правило, в диапазоне от 6 до 10 К.

В примере на рис. 12.3, чтобы достичь температуры воздуха равной 21°C , давление кипения соответствует температуре $+3^{\circ}\text{C}$ и находится на уровне около 4,4 бар для R22, 5 бар для R407C и 7,6 бар для R410A.

Температура кипения остается в любом случае плюсовой, поэтому опасность покрытия испарителя снежной шубой отсутствует.

Поскольку в кондиционерах испаритель не покрывается инеем, теплообменные ребра в нем можно располагать очень близко друг к другу (на расстоянии 1...2 мм), тем самым обеспечивая резкое увеличение поверхности теплообмена в очень небольшом объеме.

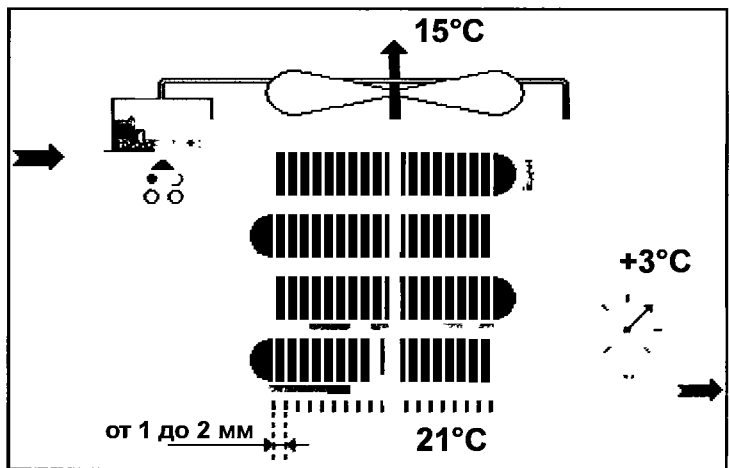


Рис. 12.3.

В примере, приведенном на рис. 12.2, температура кипения составляет -4°C , что соответствует давлению 1,7 бар для R12, 1,5 бар для R134a, 4,3 бар для R404A и 3,3 бар для R22.

В результате того, что испаритель находится при отрицательной температуре, на нем появляется иней (снежная шуба), откуда следует необходимость периодической разморозки установок этого типа (см. раздел 60).

Чтобы предотвратить быстрое покрытие испарителей этого типа снежной шубой.



Таким образом, испарители, используемые в кондиционерах, имеют гораздо меньшие размеры по сравнению с испарителями в торговых холодильниках при одинаковой холодопроизводительности.

В) Общие замечания

Обобщая вышеизложенное, можно сделать следующие выводы. Рабочие температуры конденсаторов с воздушным охлаждением практически одинаковы как в кондиционерах, так и в торговом холодильном оборудовании.

Основная разница между этими двумя типами холодильных установок проявляется в перепадах температур при работе испарителей.

Также нужно отметить, что рабочие давления для R12 (или R134a) гораздо ниже, чем для R22, R404A или R407C, что может ввести в заблуждение начинающего ремонтника при переходе от одной установки к другой (для R410A они будут еще выше).



Поэтому при устранении неисправностей мы рекомендуем прежде всего обращать внимание на рабочие значения температур, а не давлений, поскольку температуры не зависят от вида используемого хладагента. С распространением в практике новых хладагентов это существенно упростит вашу работу.

Грамотный холодильщик должен быть способен без труда устранять неисправности как в торговом холодильном оборудовании, так и в больших кондиционерах с прямым циклом расширения.

Внимание! Если вам приходится устранять неисправность в установке незнакомой конструкции и при этом возникает необходимость осуществлять дозаправку хладагента, вы должны обязательно проверить марку содержащегося в контуре хладагента (**ошибка в определении марки хладагента является непоправимой**).

Впрочем, действующее законодательство все больше и больше предъявляет к холодильщикам требования ясно указывать на установках марку хладагента и масла, используемых в контуре.

Действительно, далеко не все холодильные установки работают на R12, который не производится в странах ЕЭС с 01.01.1995 г. Ограничение на применение хлорфторуглеродов (ХФУ или CFC) уже заставило многих холодильщиков использовать R22 (а в последнее время все чаще и чаще R404A) в холодильных установках для торгового оборудования, причем появление переходных хладагентов на основе хлорфторуглеводородов (ГХФУ или HCFC) еще больше усложняет положение (см. раздел 58 "Проблемы, вызванные появлением новых хладагентов").

С другой стороны, не во всех кондиционерах используется R22 (в странах ЕЭС этот хладагент не разрешено использовать в новых установках, начиная с 01.01.2004 г.). В последнее время наиболее широкое использование в кондиционерах получили хладагенты R407C и R410A (в установках с производительностью до нескольких сотен киловатт).



Если тип хладагента не указан на установке или вы сомневаетесь в его марке, несмотря на обозначения, приведенные на манометрах, вам следует взглянуть на нижнюю часть ТРВ, где марка хладагента обозначена либо цифровым кодом, либо цветом. К сожалению, в том случае, когда установки были переоборудованы под хладагент переходного типа, эти сведения нельзя считать надежными. Никогда не стесняйтесь обратиться за сведениями о хладагенте к клиенту: он располагает документацией на свою установку и очень часто хорошо знает ее историю.

Для более наглядного сравнения двух типов холодильных установок ниже мы приводим две схемы (рис. 12.4 и 12.5), на которых отмечены значения порядков величин основных рабочих параметров, которые обычно встречаются в процессе эксплуатации рассматриваемых нами двух больших семейств холодильных установок.

КЛАССИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ТОРГОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Приведены типовые значения температурных параметров при нормальной работе.

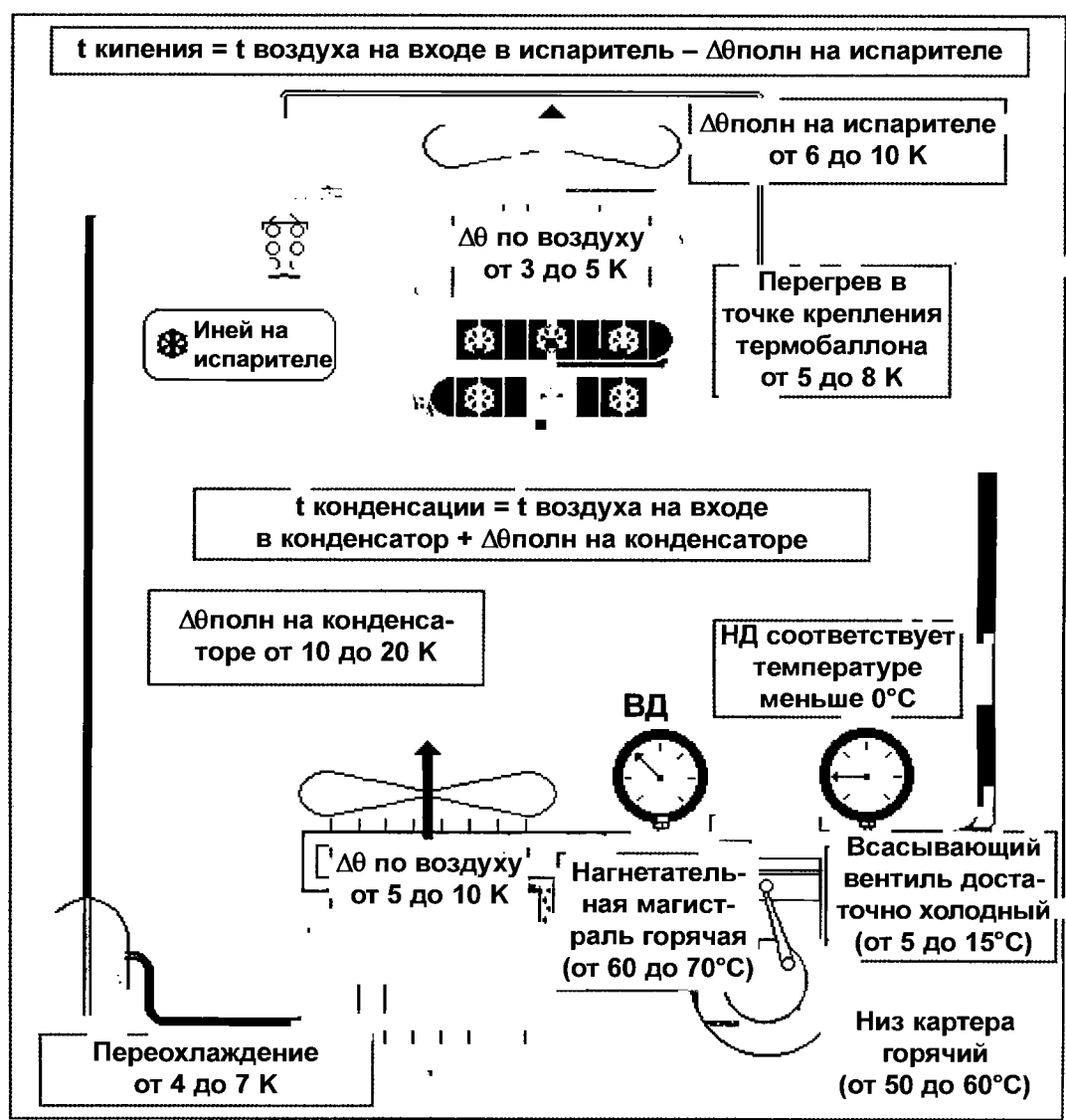


Рис. 12.4.

i Указанные значения температур носят ориентировочный характер. В зависимости от типа хладагента и условий работы они могут претерпевать незначительные изменения.

? Проблемы обеспечения требуемой влажности воздуха в торговом холодильном оборудовании рассмотрены в разделе 59, вопросы оттайки – в разделе 60.

КЛАССИЧЕСКИЙ КОНДИЦИОНЕР

Приведены типовые значения температурных параметров при нормальной работе.

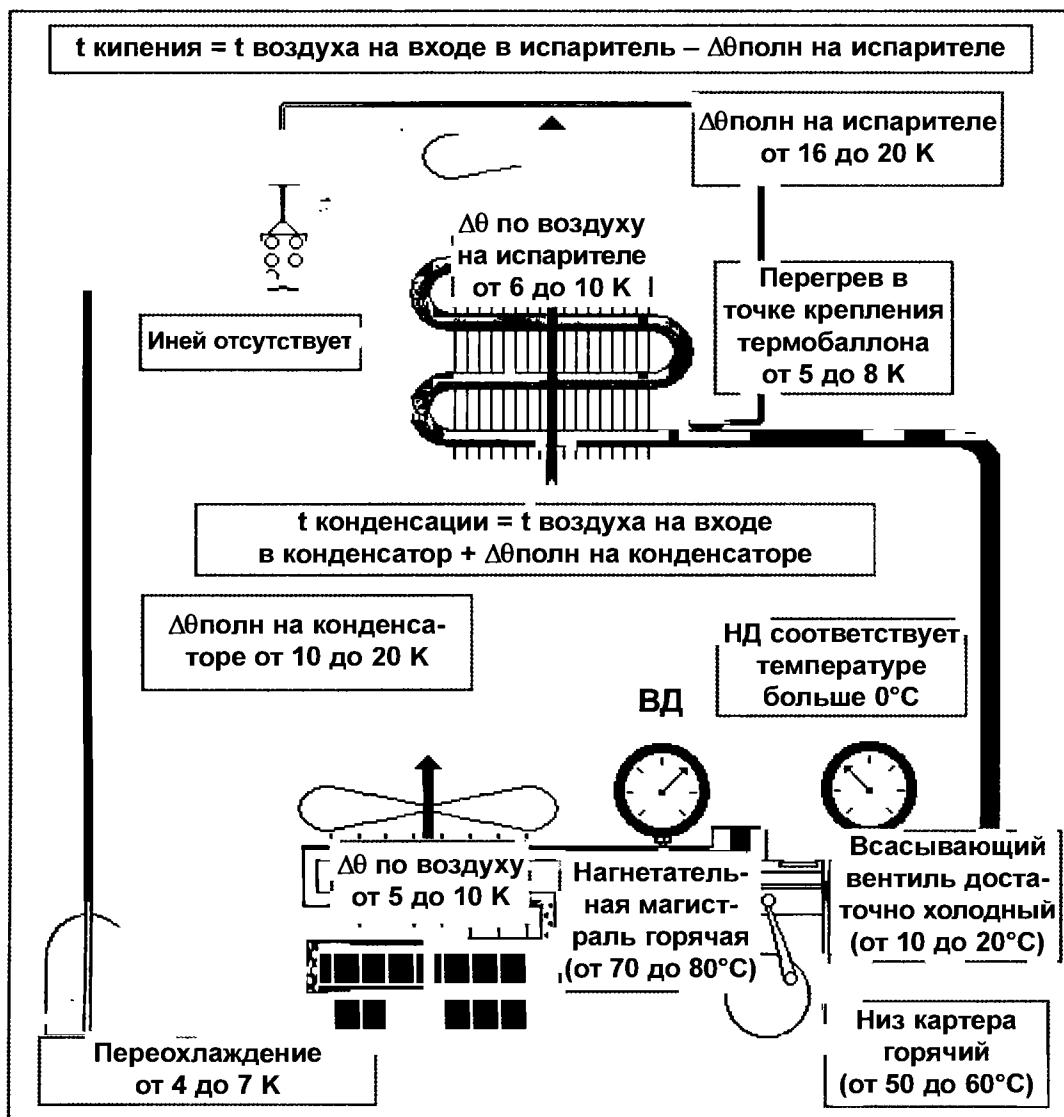


Рис. 12.5.

i Указанные значения температур носят ориентировочный характер. В зависимости от типа хладагента и условий работы они могут претерпевать незначительные изменения.

? Установки с конденсатором водяного охлаждения рассмотрены в разделах 67, 68 и 69; охладители жидкости – в разделах 82 и 83.

13. УСТРАНЕНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ. ВВЕДЕНИЕ

Опыт ремонта холодильных установок показывает, что по меньшей мере 99 % всех неисправностей, возникающих на установках (как в кондиционерах, так и в торговых холодильниках), могут быть разбиты на 8 основных семейств.

Первые четыре семейства неисправностей приводят к снижению холодопроизводительности при одновременном аномальном падении давления кипения

- 1) Слишком слабый ТРВ (производительность ТРВ недостаточна).
- 2) Нехватка хладагента (в контур заправлено недостаточное количество хладагента).
- 3) Преждевременное дросселирование хладагента (на жидкостной линии перед ТРВ имеется паразитное гидросопротивление).
- 4) Слишком слабый испаритель (производительность испарителя недостаточна).

Пятое семейство неисправностей приводит также к снижению холодопроизводительности, но при повышенном значении давления кипения

- 5) Слишком слабый компрессор (производительность компрессора недостаточна).

Три последних семейства неисправностей приводят к аномальному росту давления конденсации

- 6) Наличие неконденсируемых частиц (в контуре присутствует чрезмерно большое количество неконденсирующихся примесей).
- 7) Чрезмерная заправка (в контур заправлено избыточное количество хладагента).
- 8) Слишком слабый конденсатор (производительность конденсатора недостаточна).

Мы подробно опишем каждое из этих 8 семейств, анализируя их влияние на различные параметры работы установок и изучим наиболее яркие их симптомы. На основе этого анализа мы каждый раз будем предлагать методологию их диагностики, которая позволит очень быстро, надежно и безошибочно выявлять причину той или иной неисправности.




Наконец, для каждого из 8 семейств мы дадим многочисленные конкретные примеры устранения неисправностей с тем, чтобы ремонтник смог связать теорию с практикой и реализовать полученные знания на своем рабочем месте.

14. СЛИШКОМ СЛАБЫЙ ТРВ

14.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

Неисправность, обусловленная *недостаточной пропускной способностью ТРВ*, охватывает большое число различных отказов, при которых появляются аналогичные симптомы. Предметом рассмотрения настоящего раздела является изучение этих симптомов.

 При необходимости можете вновь изучить разделы 3 и 4.

А) Влияние на систему ТРВ/испаритель

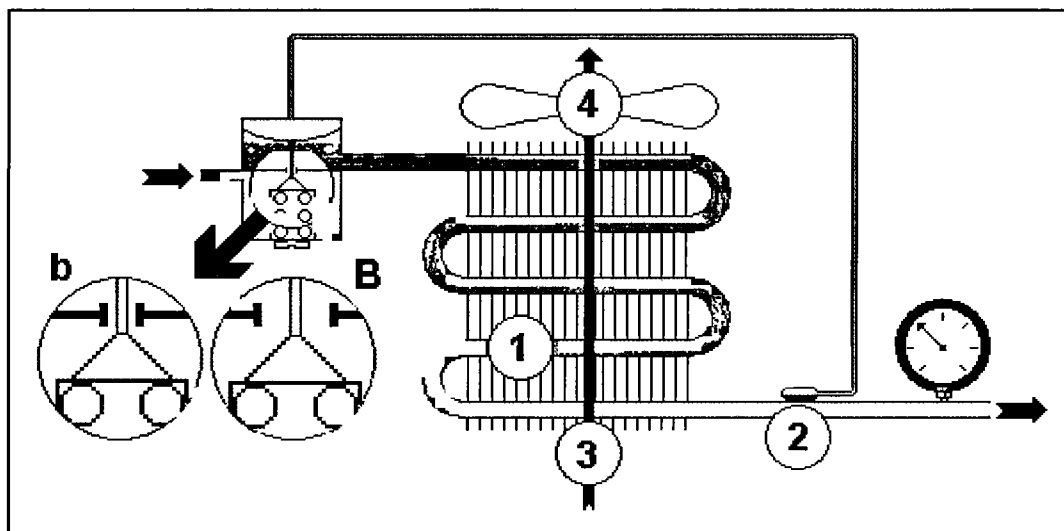


Рис. 14.1.

Чтобы проиллюстрировать неисправность, обусловленную малой пропускной способностью ТРВ, возьмем в качестве примера ТРВ, в котором отверстие имеет слишком малый диаметр вследствие ошибки при выборе сменного проходного сечения (сечение **b** было установлено вместо сечения **B**, см. рис. 14.1).

В результате *расход жидкости становится недостаточным* и последняя капля выкипает внутри испарителя очень рано (*точка 1*).

Поскольку последняя капля выкипела слишком рано, пары будут находиться под действием проходящего через испаритель воздуха в течение очень длительного времени, что обусловлено увеличением длины участка перегрева по сравнению с нормой.

Поэтому температура в термобаллоне (*точка 2*) будет аномально высокой (*в пределе, температура линии всасывания может стать почти равной температуре окружающей среды*).

Испаритель очень слабо заполнен хладагентом, массовый расход хладагента и холодопроизводительность падают. В том помещении, которое охлаждается, температура растет и клиент вынужден обращаться с просьбой об устранении неисправности, поскольку *"стало очень жарко"*.

Поскольку температура в охлаждаемом объеме выросла, увеличилась также и температура воздуха на входе в испаритель (*точка 3*).

Ввиду того, что на вход в испаритель поступает слишком теплый воздух (*точка 3*), а холодопроизводительность низкая, воздух охлаждается плохо и температура воздушной струи в *точке 4* аномально высокая.

Б) Влияние на систему испаритель/компрессор

При прохождении через испаритель каждый килограмм жидкости, который выкипает, поглощая тепло, производит некоторое количество пара.

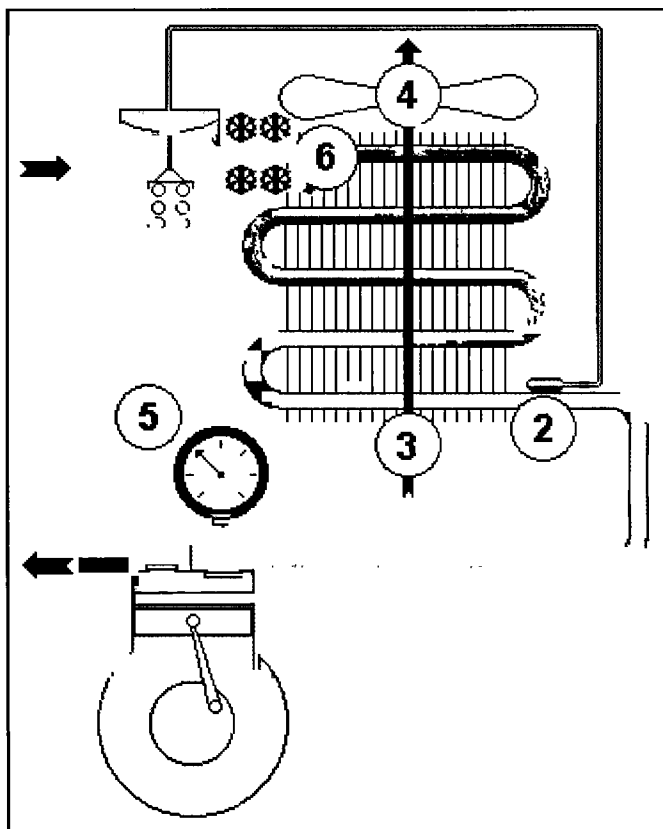


Рис. 14.2.

Одновременно повышается температура термобаллона (*точки 2*) и *перегрев обязательно будет очень высоким.*

Если мы имеем дело с кондиционером, то при нормальном функционировании температура кипения всегда выше 0°C.

Однако в связи с тем, что производительность ТРВ недостаточна, давление кипения слишком низкое, температура кипения может оказаться отрицательной и трубопровод на выходе из ТРВ будет в этом случае покрываться инеем, образующимся из конденсата паров, которые содержатся в охлаждаемом воздухе (*точка 6* на рис. 14.2).

Поскольку ТРВ не пропускает достаточного количества жидкости, количество производимого пара очень сильно падает.

Однако компрессор может потенциально поглотить гораздо больше пара, чем производит испаритель, поэтому давление кипения становится аномально малым (*точка 5* на рис. 14.2).

Ввиду того, что давление кипения имеет тенденцию к падению, а температура воздуха на входе в испаритель повышается, полный температурный напор $\Delta\theta_{полн}$ на испарителе *становится аномально высоким.*

При падении давления кипения температура кипения также падает в соответствии с соотношением между температурой и давлением для данного хладагента.

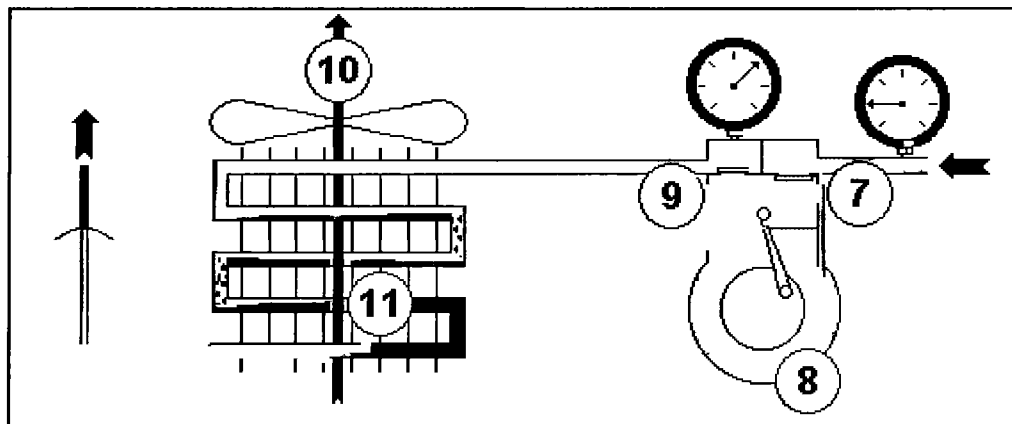
В) Влияние на систему компрессор/конденсатор

Рис. 14.3.

В связи с тем, что перегрев очень большой и температура термобаллона повышена, температура паров, всасываемых в компрессор, также повышена.

Охлаждение двигателя герметичных или бессальниковых компрессоров осуществляется за счет всасываемых паров, а поскольку их температура повышена, охлаждение электродвигателя будет ухудшаться.

Как следствие, компрессор станет более горячим (вместо того, чтобы быть холодным) в зоне вентиля всасывания (*точка 7* на рис. 14.3), а в нижней части картера (в зоне, где находится масло) он будет чрезвычайно горячим (*точка 8*).

Таким образом, по причине большого перегрева на линии всасывания весь компрессор будет аномально горячим.

Заметим, что повышенная температура газа в магистрали всасывания приводит к тому, что температура газа в нагнетающей магистрали (*точка 9*) будет также более высокой.

Более того, мы увидели, что холодопроизводительность стала аномально низкой. Однако параметры конденсатора были выбраны из условия теплоотдачи, рассчитанной по нормальной холодопроизводительности.

Поэтому получается, что конденсатор становится переразмеренным!

Если используемый в установке способ регулирования давления конденсации не позволяет изменять расход воздуха через конденсатор, перепад температуры воздуха на конденсаторе становится ниже обычного и на выходе из него (*точка 10*) температура воздуха будет менее высокой.

Кроме того, обусловленная малой пропускной способностью ТРВ, переразмеренность конденсатора приводит и к другим нежелательным для установки последствиям.

Так, из-за нехватки жидкости в испарителе, в конденсаторе и в жидкостном ресивере ее количество будет избыточным.

Поскольку при этом конденсатор является переразмеренным, эта жидкость будет значительно лучше охлаждаться и, следовательно, в соответствии с соотношением между температурой и давлением, давление конденсации будет падать, причем величина его падения будет зависеть от используемого в составе установки способа регулирования давления конденсации.

Наконец, имея в виду, что конденсатор переразмерен, мы вправе ожидать преждевременной конденсации последней молекулы газа, которая произойдет в *точке 11* (см. рис. 14.4), обусловив тем самым увеличение длины участка конденсатора, на котором происходит переохлаждение.

В результате, измеренная на выходе из конденсатора (в точке 13) величина переохлаждения окажется, по-видимому, высокой.

✘ ВНИМАНИЕ! НЕ ПУТАЙТЕ НЕИСПРАВНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТЬЮ ТРВ, С ПРЕЖДЕВРЕМЕННЫМ ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ ХЛАДАГЕНТА ДО ПОСТУПЛЕНИЯ В ТРВ.

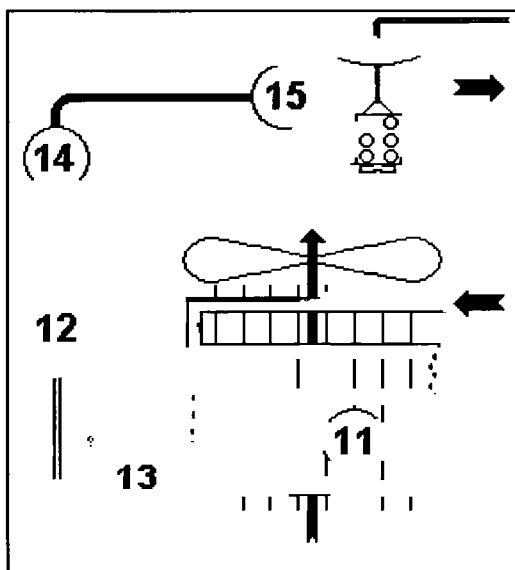


Рис. 14.4.

Чтобы быть уверенным в своей диагнозе, **вы должны убедиться** в том, что на жидкостной магистрали отсутствуют засоры или преждевременное дросселирование, которые могут заставить вас прийти к **ошибочному** выводу о нормальном переохлаждении.

Следовательно, вашим эталоном для оценки величины переохлаждения должны быть данные измерения температуры жидкости на выходе из конденсатора (*точка 13*).

В противном случае, перекрытый жидкостной вентиль на выходе из ресивера (низкая температура в *точке 12* ↘) или засоренный фильтр-осушитель (низкая температура в *точке 14* ↘), а также вскипание на входе в ТРВ (низкая температура в *точке 15* ↘) могут создать иллюзию нормального переохлаждения (неисправности, обусловленные преждевременным дросселированием, будут рассмотрены несколько позже).

✘ ВАЖНОЕ ЗАМЕЧАНИЕ! Не следует путать переохлаждение с температурой жидкостной линии.

Переохлаждение определяется как разность между температурой конденсации, соответствующей показанию манометра ВД, и температурой жидкого хладагента, измеренной на выходе из конденсатора (см. раздел 2.2).

14.2. ОБОБЩЕНИЕ ПРИЗНАКОВ, СВИДЕТЕЛЬСТВУЮЩИХ О НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТРВ

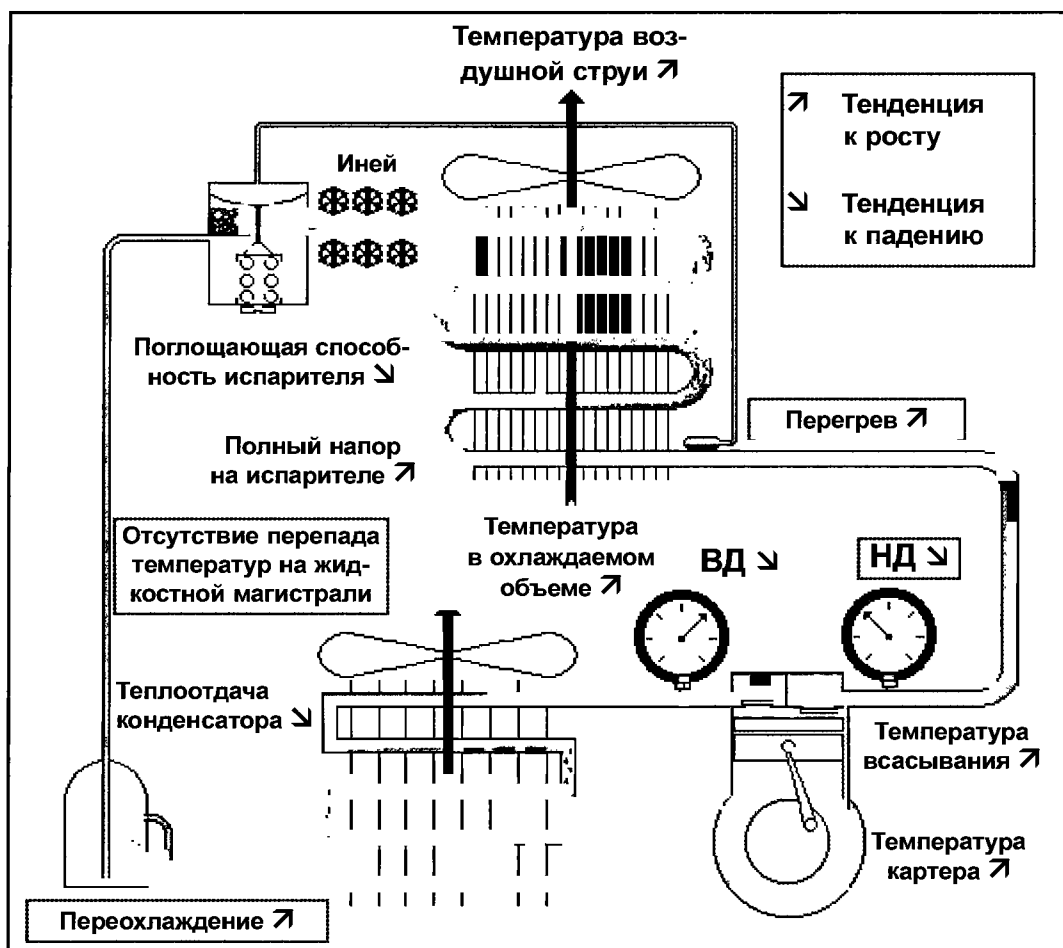


Рис. 14.5.



Для оценки переохлаждения и перегрева при использовании:

- ▶ Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.
- ▶ R407C см. раздел 102.2.
- ▶ R410A см. раздел 102.3.



Внимание! Например, в воздушных кондиционерах величина НД, соответствующая температуре кипения 0°C , может считаться пониженной, если температура воздуха на входе в испаритель около 25°C ($\Delta\theta_{\text{полн}} = 25 - 0 = 25 \text{ K}$), вместе с тем, величина НД при той же температуре кипения 0°C может считаться нормальной для температуры воздуха на входе в испаритель 18°C ($\Delta\theta_{\text{полн}} = 18 - 0 = 18 \text{ K}$). При необходимости вернитесь к разделу 7.

14.3. АЛГОРИТМ ВЫЯВЛЕНИЯ НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ТРВ



Рис. 14.6.

Если перегрев повышен, это обязательно указывает на нехватку жидкости в испарителе.

Если переохлаждение в норме, значит конденсатор заполнен жидкостью.

В таком случае, почему она не доходит до испарителя?

- ▶ Это может означать либо закупорку жидкостной магистрали (и тогда мы будем иметь преждевременное дресселирование).
- ▶ Либо ее поступлению в испаритель мешает ТРВ, вследствие своей низкой пропускной способности.



Охладители жидкости, см. раздел 82.

14.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

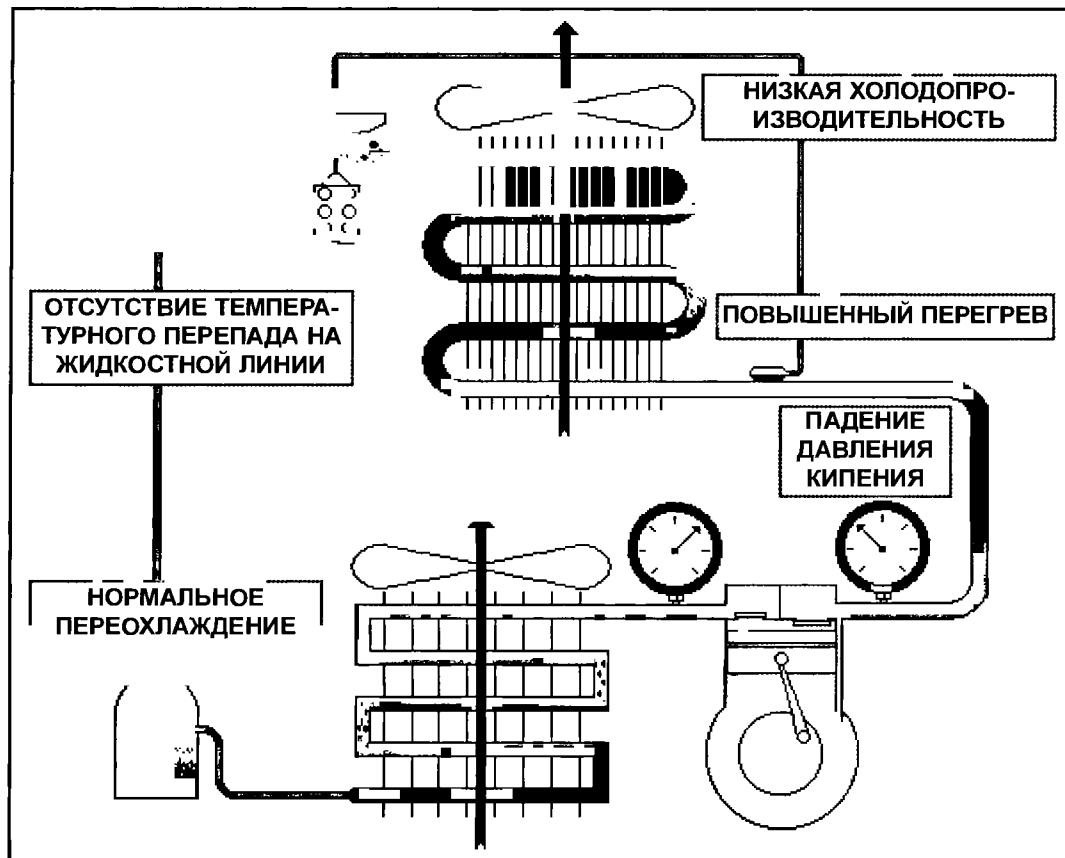


Рис. 14.7.



Почему компрессор **перестал охлаждать**?.. Посмотрим...

О! Упало давление **кипения**... Что же могло произойти?..

Недостаточный расход воздуха через испаритель?.. Нет, **перегрев громадный**...

Не хватает хладагента в контуре?.. Не может быть, **ведь переохлаждение в норме**...

Может быть образовалась пробка на жидкостной магистрали?..

НЕТ, поскольку перепад температур отсутствует...

Следовательно, это может быть только...

СЛИШКОМ НИЗКАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТРВ!

14.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННОЙ НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТЬЮ ТРВ

После того, как вы удостоверились в том, что причина аномальной работы установки заключается в недостаточной производительности ТРВ (падение холодопроизводительности, падение давления кипения, повышенный перегрев, нормальное переохлаждение, отсутствие температурного перепада на жидкостной линии), *следует точно определить, какой дефект или ошибка обусловили низкую производительность ТРВ, чтобы устранить их.*

Поэтому сейчас мы будем изучать различные причины, которые могут привести к снижению производительности ТРВ и вызвать появление признаков, свойственных этой неисправности.

Неправильно выбранный ТРВ с малым диаметром проходного сечения

Напомним, что для данного хладагента фактическая производительность ТРВ взаимно зависит от давлений конденсации и кипения (*см. раздел 8.1 “Производительность ТРВ”*).

В случае сомнений, только справочные данные разработчика (потребные значения рабочих давлений и точные характеристики ТРВ) смогут дать уверенность в том, что выбранная производительность соответствует требуемой.

Внимание! Ремонтник должен быть особенно внимателен, если речь идет о ТРВ, оснащенных взаимозаменяемыми сменными проходными сечениями. К примеру, ТРВ фирмы DANFOSS марки TEX2 для R22 имеет производительность от 7 кВт (с проходным сечением № 3) до 17 кВт (с проходным сечением № 6) для одних и тех же условий функционирования.

Точно так же ТРВ фирмы ALCO марки TIE.HW для R22 имеет производительность от 1,2 кВт (с проходным сечением №0) до 18 кВт (с проходным сечением №6).



Однако по внешнему виду нельзя с уверенностью утверждать, какой номер проходного сечения установлен в ТРВ. Если у вас появились сомнения, нужно будет извлечь сменный патрон из ТРВ и на его корпусе прочитать выгравированный номер проходного сечения.

В этом случае ремонт заключается в том, чтобы установить патрон с увеличенным проходным сечением, приспособленным для получения ожидаемой производительности, а затем правильно отрегулировать ТРВ.

Неправильная настройка. ТРВ недостаточно открыт

Вспомните, что оптимально настроенный ТРВ должен обеспечивать минимально возможный перегрев, который можно поддерживать, не допуская возникновения пульсаций, при этом охлажденный воздух должен иметь температуру, наиболее близкую к температуре, при которой термостат отключает компрессор (*см. раздел 8.3 “Метод настройки ТРВ”*).



Никогда не меняйте настройку ТРВ, если вы не уверены в абсолютной справедливости своего диагноза. Если вы хотите это сделать, примите необходимые меры для того, чтобы, в случае необходимости, вернуться к первоначальной настройке.

Разрушен управляющий тракт ТРВ

Эта неисправность часто возникает вследствие плохого крепления капилляра, соединяющего управляющую полость мембраны ТРВ с термобаллоном. Как правило негерметичность появляется либо в месте подвода капилляра к ТРВ, либо в месте его соединения с термобаллоном в результате чрезмерных вибраций капилляра, а также в самом капилляре в случае, когда имеет место многократное трение капилляра при его вибрациях о какую-либо металлическую деталь установки.

✘ Точно установите место повреждения капилляра с целью его замены на аналогичный, обратив внимание на характер повреждения и место разрушения, чтобы при замене не повторить ошибку, допущенную ранее во время монтажа!

Примечание. Такая поломка приводит к полному перекрытию проходного сечения ТРВ, что очень быстро вызовет остановку компрессора по сигналу от предохранительного реле НД (см. раздел 4 "Работа ТРВ").

Термобаллон ТРВ установлен ниже по потоку от места врезки трубки внешнего уравнивания давления

Рассмотрим схему на рис. 14.8, на которой показан ТРВ с трубкой внешнего уравнивания давления, установленной неверно по отношению к термобаллону (этот тип ТРВ описан в разделе 4б).

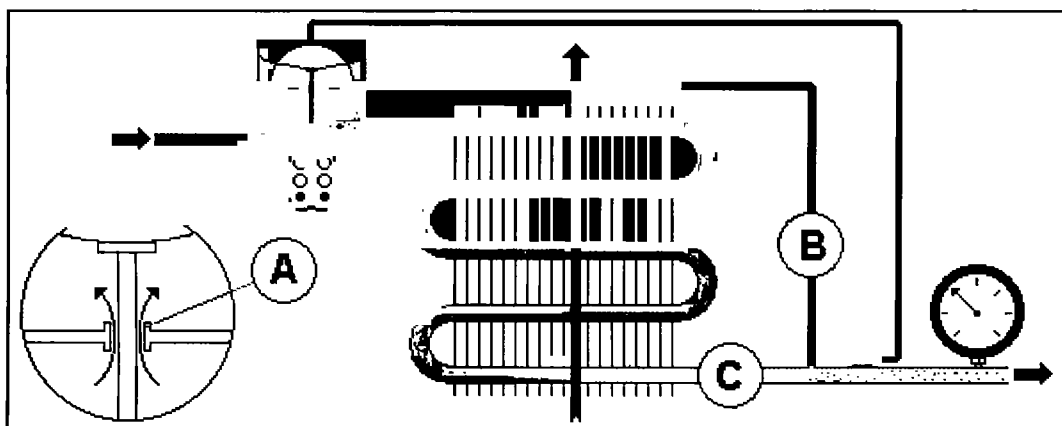


Рис. 14.8.

В том случае, если уплотнение, обеспечивающее непроницаемость между приемной камерой низкого давления (поз. А) и камерой дросселирования, в результате износа, обусловленного продолжительным трением о направляющие штока иглы ТРВ, потеряет герметичность, появится опасность частичного проникновения жидкости в полость А. Из этой полости незначительное количество жидкости по уравнивательной трубке может попасть на выход испарителя и привести к аномальному охлаждению термобаллона, вызывая тем самым неоправданное закрытие ТРВ.

✘ Если утечка существует, разница в температурах между точками В и С может быть легко обнаружена простым прикосновением к этим двум трубопроводам.

Чтобы избежать этой проблемы, следует считать предпочтительным крепление термобаллона выше по потоку от места врезки уравнивательной трубки в точке С на расстоянии не менее 10 см друг от друга (см. также раздел 49 "Проблемы термобаллона ТРВ").

Управляющий тракт и термобаллон заполнены не тем хладагентом, который используется в установке

Вспомним, что давление, развиваемое в термобаллоне, является единственной силой, которая используется для открытия ТРВ. Когда температура термобаллона повышается, давление внутри него также растет и это повышение давления вызывает открытие ТРВ (см. раздел 4 “Работа ТРВ”).

На рис. 14.9 представлены различные варианты работы ТРВ.

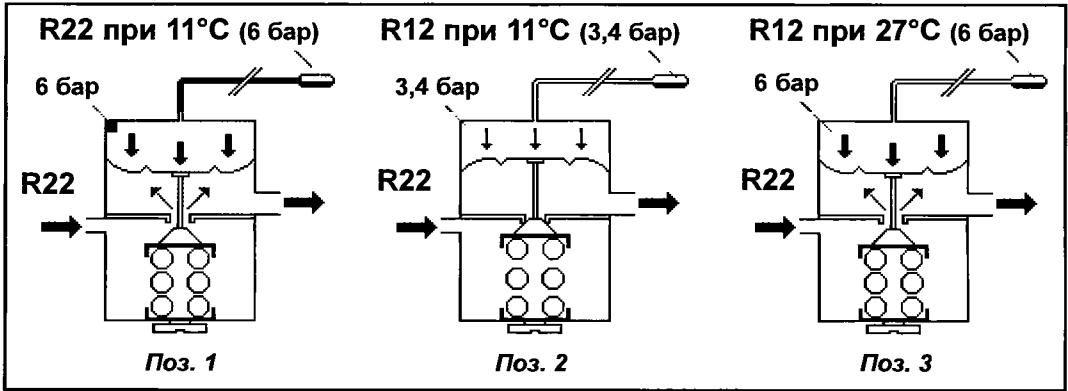


Рис. 14.9.

Поз. 1. Этот ТРВ предназначен для питания испарителя с прямым циклом расширения в небольшом кондиционере и работает на R22. Температура кипения составляет 4°C, а перегрев поддерживается на уровне 7 К.

Поэтому, когда температура в термобаллоне превысит 11°C, что для управляющего тракта, содержащего R22, эквивалентно давлению в 6 бар, ТРВ начнет открываться. То есть давление открытия ТРВ составляет 6 бар.



Следовательно, чтобы ТРВ начал открываться, давление в термобаллоне должно достигнуть 6 бар. Если давление в термобаллоне ниже 6 бар, ТРВ будет закрыт.

Поз. 2. Представим себе, что в результате ошибки при монтаже или ремонте на ТРВ установили термостатический элемент с термобаллоном, заполненным R12*.

Когда температура термобаллона будет равна 11°C, давление в нем составит только 3,4 бар и, следовательно, ТРВ будет полностью закрыт.

Поз. 3. Для того, чтобы ТРВ начал открываться, нужно, чтобы давление в термобаллоне поднялось до 6 бар. Для R12 это означает, что температура термобаллона должна повыситься до 27°C!

При этом перегрев становится огромным и испаритель будет содержать так мало жидкости, как если бы производительность ТРВ была недостаточной!

* Некоторые конструкции ТРВ имеют сменный управляющий тракт, который состоит из мембранного узла, капилляра и термобаллона (прим. ред.).

Как выявить эту аномалию? Сначала нужно удостовериться, что неисправность не вызвана другой причиной. После этого нужно обязательно определить, с одной стороны, какой хладагент используется в установке, а с другой стороны, каким хладагентом заполнен термобаллон и управляющий тракт ТРВ...

Тип хладагента, заполняющего управляющий тракт ТРВ, всегда указан на верхней крышке мембранного узла, иногда в виде цветного кода (обычно желтый цвет означает R12, зеленый – R22 и фиолетовый – R502).

Однако *распространение новых хладагентов может несколько осложнить ситуацию, потому что некоторые из них (особенно переходные смеси типа HCFC, которые не требуют замены ТРВ) могут работать без проблем с использованием ТРВ, не предназначенных для работы совместно с этими хладагентами!* (см. раздел 56 “Проблемы, возникшие с появлением новых хладагентов”).



Если наименование хладагента не указано на установке и вы сомневаетесь, к какому типу он относится (хорошим способом определения вида хладагента является соотношение между давлением и температурой), никогда не стесняйтесь спросить у клиента, который располагает необходимой документацией на установку и, как правило, очень хорошо знает ее историю.

Механическое заклинивание штока ТРВ и его заедание при открытии

Эта неисправность может иметь чисто механическую причину и тогда следует просто заменить ТРВ. Однако, она может быть вызвана также загрязнением холодильного контура присутствием влаги, грязи или посторонних частиц, которые налипают на подвижные части (в некоторых крайних случаях внутренние поверхности ТРВ могут становиться клейкими и прилипать к пальцам).

В случае загрязненного контура ремонтник не должен удовлетвориться очисткой ТРВ и заменой фильтра-осушителя.

Он должен подумать о **нежелательных последствиях** такого загрязнения (в особенности для компрессора) и **провести проверку масла на содержание в нем кислоты.**



В том случае, если результаты проверки будут положительными, он должен предпринять все необходимые меры для полной очистки системы, иначе компрессор (герметичный или бессальниковый) имеет серьезные шансы быстро выйти из строя.

Закупорка фильтра на входе в ТРВ

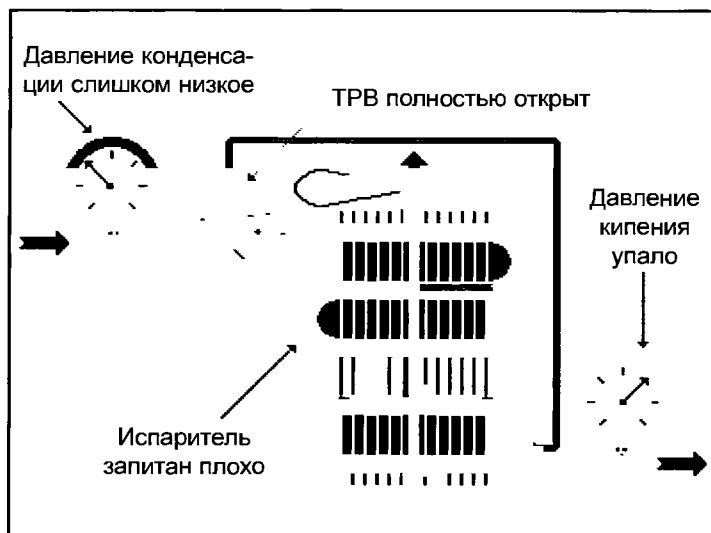
Как и предшествующая неисправность, эта аномалия (к счастью, довольно редкая) означает, что холодильный контур крайне загрязнен, а фильтр-осушитель неэффективен. Следует предпринять те же меры, что и в предыдущем случае.

Аномальное падение давления конденсации

Мы видели, что производительность ТРВ в значительной степени определяется давлением в магистрали на входе в ТРВ (см. раздел 8.1 “Производительность ТРВ”).

Когда наружная температура падает, падает также и давление конденсации, и тогда система регулировки конденсатора с воздушным охлаждением должна поддерживать значение давления конденсации в разумных пределах (см. раздел 32 "Почему нужно регулировать конденсаторы с воздушным охлаждением").

Какими бы ни были причины отсутствия такого регулирования (неисправность системы регулировки давления конденсации, плохая настройка...), если давление жидкости на входе в ТРВ падает, количество жидкости, которое способен пропустить ТРВ в испаритель также уменьшается, даже если дроссельное отверстие полностью открыто.



Как следствие, количество паров, производимых испарителем, сильно уменьшается, вызывая падение давления кипения, что сопровождается всеми признаками низкой производительности ТРВ (см. рис. 14.10).

Следовательно, главное – это при любой наружной температуре постоянно поддерживать на входе в ТРВ высокое давление, способное обеспечить на выходе из него нормальную подпитку испарителя жидким хладагентом.

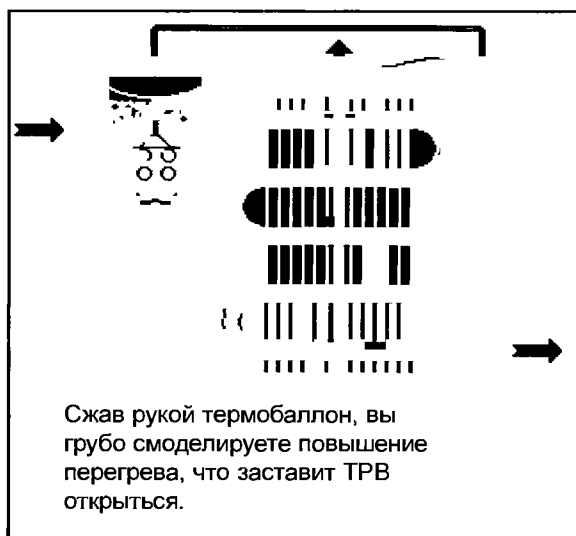
Рис. 14.10.



В разделе 67 рассматривается этот же тип неисправности для конденсаторов водяного охлаждения.

ПРИМѢЧАНИЕ. Однако, некоторые неопытные ремонтники, столкнувшись с падением давления конденсации, имеют тенденцию слишком легко пользоваться регулировочным винтом ТРВ, вращают его как попало, что неизбежно приводит к разрегулированию установки.

В связи с этим, нам представляется полезным еще раз напомнить, что ТРВ не предназначен для регулировки давления кипения, что настройка ТРВ является трудоемкой и сложной операцией (чтобы сбить настройку иногда достаточно повернуть винт всего на 1/8 оборота) и что для прямого воспроизведения перегрева достаточно зажать термобаллон в ладони вместо того, чтобы бестолково крутить винт настройки ТРВ (см. рис. 14.11).

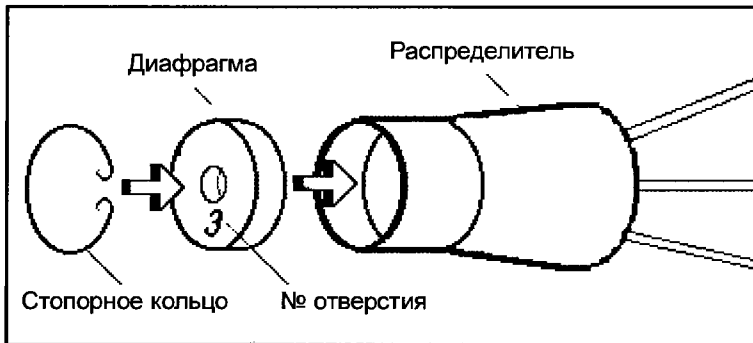


Сжав рукой термобаллон, вы грубо смоделируете повышение перегрева, что заставит ТРВ открыться.

Рис. 14.11.

Малое отверстие диафрагмы распределителя

Некоторые модели испарителей, главным образом предназначенные к использованию в торговом холодильном оборудовании, изначально снабжены жидкостным распределителем с взаимозаменяемой сменной диафрагмой, которую можно извлечь из питателя после его демонтажа, удалив стопорное кольцо (см. рис. 14.12).



Номер отверстия выгравирован на корпусе диафрагмы, чтобы с уверенностью идентифицировать ее (чем больше номер диафрагмы, тем больше диаметр ее отверстия). Такая конструкция сменной диафрагмы позволяет в зависимости от требуемой температуры кипения (охлаждение или заморозка) и типа используемого

Рис. 14.12.

хладагента (R12, R22, R134a, R404A, R502...) подобрать производительность испарителя и питателя в соответствии с условиями работы установки.

Метод регулировки заключается в том, что для более низких потребных значений температуры кипения устанавливают диафрагму с большим диаметром отверстия. Кроме того, для одинаковых условий работы, установка на R12 (или на R134a) требует диафрагму с более значительным диаметром, чем установка на R22 (или на R404A).

Как правило такие испарители имеют диафрагму для R12 (R134a), установленную на заводе-изготовителе, но зачастую они снабжаются также запасной диафрагмой для R22 (R404A), вложенной в мешочек внутри упаковки испарителя и входящей в комплект поставки.

Ее можно использовать при необходимости заправки контура другим хладагентом, причем в конструкторской документации указаны номера отверстий, пригодных для данной модели испарителя, используемого хладагента и требуемой температуры кипения.



Если распределитель оборудован диафрагмой с малым отверстием, расход жидкости будет пониженным даже в случае полного открытия ТРВ и установка будет иметь все признаки, присущие низкой производительности ТРВ.

Корпус ТРВ более холодный, чем термобаллон

Эта проблема может возникнуть в том случае, если в термобаллоне и управляющем тракте мало жидкости (см. раздел 47 "Проблемы управляющего тракта ТРВ").

Термобаллон ТРВ неправильно установлен

Этой проблеме полностью посвящен раздел 49 "Проблемы термобаллона ТРВ".

Установка снабжена регулятором давления в картере (пусковым регулятором), но ТРВ находится под действием ограничителя максимального рабочего давления (МОР), иначе называемого защитой мотора от перегрузки (см. рис. 14.13).

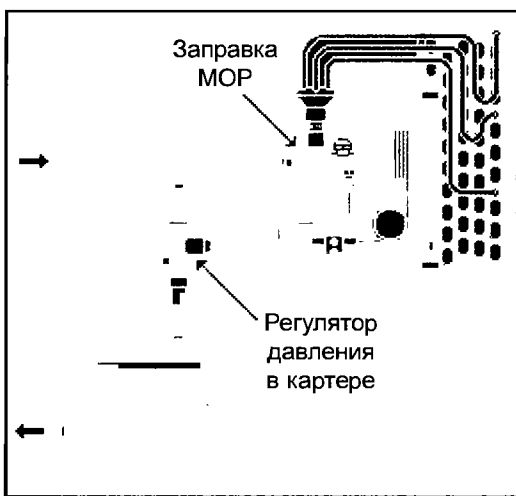


Рис. 14.13.

Проблемы совместной работы регулятора давления в картере и ТРВ с заправкой МОР детально рассматриваются в разделе 48 "Регуляторы давления в картере" (регуляторы запуска).

Небольшой трехходовой электроклапан управляет большим ТРВ

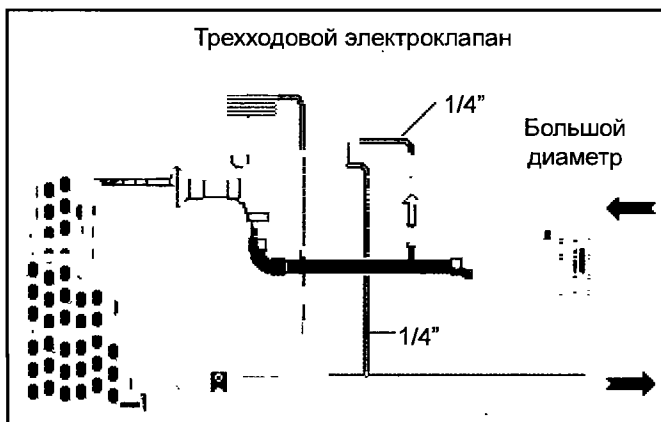


Рис. 14.14.

Схема монтажа этого довольно специфического варианта представлена на рис 14.14.

Этот вариант встречается, когда жидкостная магистраль имеет очень большой диаметр, то есть когда холодопроизводительность установки сравнительно высокая (порядка многих десятков киловатт).

Такая схема анализируется в разделе, посвященном детальному изучению термостатических расширительных вентилей (см. раздел 46 "Термостатические расширительные вентили").

ОСОБЕННОСТИ НЕБОЛЬШИХ СИСТЕМ

Особенности расширительных устройств, используемых в малых холодильных установках (домашние холодильники, бытовые индивидуальные кондиционеры, небольшие тепловые насосы, см. рис. 14.15), рассматриваются в разделе:

- ▶ Прессостатические расширительные вентили – в разделе 50.
- ▶ Капиллярные расширительные устройства – в разделе 51.

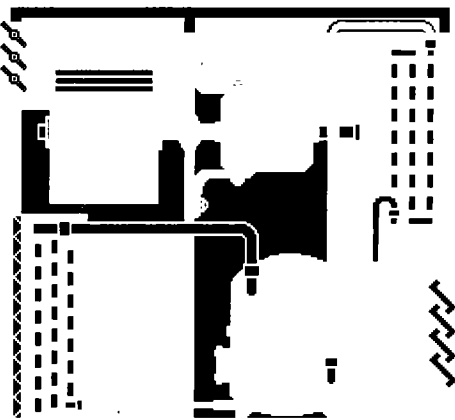


Рис. 14.15.

15. ПОИСК УТЕЧЕК ХЛАДАГЕНТА

Прежде, чем детально изучать неисправности, обусловленные тем, *что в контуре не хватает хладагента, которые очень часто вызваны наличием утечек*, представляется бесполезным напомнить основные моменты, касающиеся технологии поиска утечек, а также проблемы, связанные с процедурой заправки контуров хладагентами.

А) Поиск утечек в эксплуатирующихся установках

Напомним, что хладагент, циркулируя внутри контура, постоянно вовлекает в такую же циркуляцию молекулы масла, находящегося в компрессоре. Таким образом, при наличии утечек, когда смесь хладагента и масла появляется на наружной поверхности отдельных деталей установки, хладагент испаряется и смешивается с воздухом, а частицы масла остаются на месте в жидком состоянии. Следовательно, *очень часто место утечки может быть легко обнаружено по следам масла на трубопроводах* или на тех деталях установки, которые расположены точно под местом утечки (в условиях, когда установка содержится в безупречной чистоте, что, впрочем, всегда должно иметь место!).

Обычно утечка возникает *в местах соединений*, как резьбовых, в результате неправильной затяжки, так и паяных, вследствие некачественной пайки (повышенная температура при пайке, приводящая к появлению пор в паяном соединении, или чрезмерное травление, со временем приводящее к растрескиванию). Ремонтник должен также обращать внимание на *сильфоны прессостатов* (которые могут перекручиваться, если при затяжке гаек на резьбовых соединениях не используются два ключа), заглушки (которые следует затягивать ключом, а не вручную), *сальники* технологических или регулирующих вентилей (которые ослабляют перед каждым использованием вентиля и вновь затягивают после этого), негерметичные *предохранительные клапаны* (следует иметь в виду, что их выхлопные узлы иногда подсоединяются снаружи трубопроводов), *уплотнительные узлы* (для сальниковых компрессоров)...

Напомним также, что не рекомендуется в качестве постоянных элементов холодильного контура использовать гибкие полимерные соединения (по типу гибких трубопроводов на манометрических коллекторах), так как они склонны к образованию пор и, следовательно, к появлению утечек.

Поиск утечек может производиться:

С помощью галогенных ламп, которые реагируют на хлор и, следовательно, предназначены для установок, содержащих хладагенты типа ХФУ(CFC) (R11, R12, R502...) или ГХФУ (HCFC) (R22, R123...). *Имейте в виду также испарения трихлорэтилена или жавелевой воды, которые тоже меняют окраску пламени ламп, поскольку содержат хлор.*



ВНИМАНИЕ! *Галогенные лампы реагируют только на хлор и, следовательно, не применимы для поиска утечек новых хладагентов типа ГФУ (HFC), таких как R134a, R404A, R407C или R410A. В этих случаях нужно будет использовать специальные способы поиска утечек.*

С помощью мыльных растворов (методов обмыливания), что очень удобно для точного установления места утечки на подозрительном участке или в случае, когда пламя галогенной лампы плохо видно по причине яркого света, а также, если в окружающей среде имеются пары хладагентов (поскольку при этом галогенная лампа становится бесполезной, потому что ее пламя будет в этом случае постоянно зеленым).

С помощью электронных детекторов утечек. Будьте осторожны, большинство старых моделей детекторов, которые прекрасно работают с хладагентами типа CFC или HCFC (R12, R22, ...), не реагируют на хладагенты типа HFC, такие как R134a, R404A или R407C (при использовании детекторов старых моделей внимательно ознакомьтесь с инструкцией изготовителя).

С помощью цветных добавок в хладагент. Этот метод не пользуется большим успехом по причине проблем, которые он влечет за собой.

С помощью флуоресцирующих добавок в хладагент и ультрафиолетовой лампы (ультрафиолетового излучения). Этот метод с высокой эффективностью позволяет обнаруживать даже очень малые утечки, какой бы ни была природа используемого хладагента (CFC, HCFC, HFC) за счет применения соответствующих добавок.



В любом случае, ремонтник, достойный этого звания, никогда не покинет монтажной площадки, не выполнив операции по поиску утечек, особенно в тех элементах контура, на которых он работал.

Б) Поиск утечек в незаправленной установке

Достаточно известная технология заключается в том, что установка заправляется небольшим количеством хладагента типа CFC или HCFC, затем наддувается сухим азотом, после чего для обнаружения утечек используется галогенная лампа. Вместе с тем, такая технология требует учета некоторых особенностей, не говоря уже о проблемах, связанных с запретом выброса в атмосферу хлорсодержащих соединений. Прежде всего, после завершения проверок, контур должен быть тщательно откакумирован. Кроме того, на рис. 15.1 показано состояние установки, содержащий хладагент и наддутой азотом, про шествии некоторого времени.

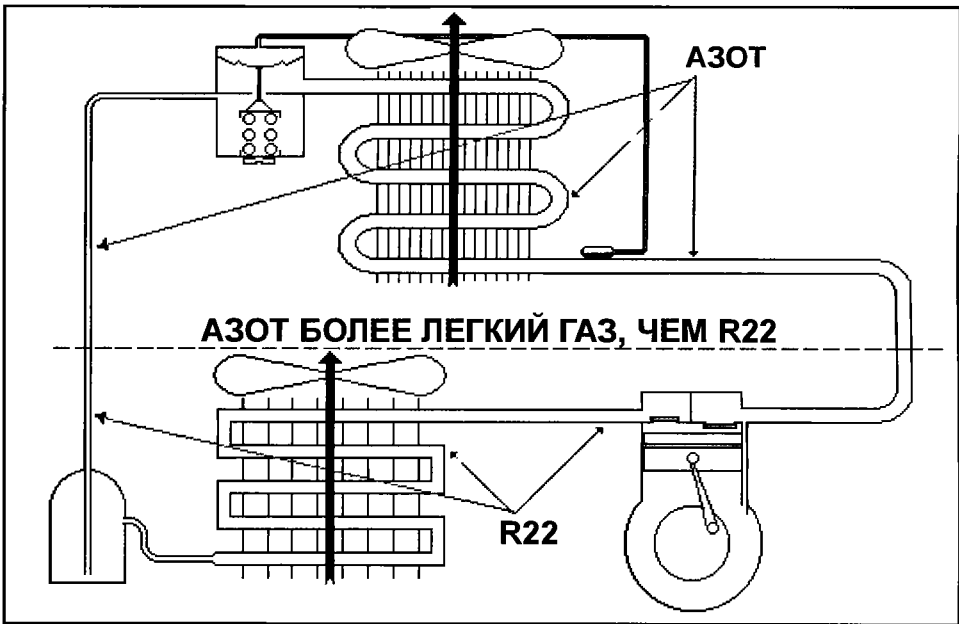


Рис. 15.1.

При одной и той же температуре азот почти в 3 раза легче, чем пары R22 и в 4 раза легче, чем пары R12.

В результате, по прошествии некоторого времени два газа сепарируются. Азот, как более легкий, скапливается в верхней части установки, а пары хладагента, как более тяжелые, опускаются в ее нижнюю часть. С учетом этого явления, если негерметичность имеется в верхней части установки, она не может быть обнаружена при помощи галогенной лампы!

Поэтому использовать данный метод можно только с учетом указанного эффекта и поиск утечек с помощью галогенной лампы всегда следует начинать с верхних элементов установки.

Итак, мы увидели недостатки технологии проверки герметичности контура с помощью смеси азота и хладагента.

Теперь обсудим другую технологию поиска утечек, не очень широко распространенную и состоящую в том, что холодильный контур вакуумируется, после чего выдерживается некоторое время под вакуумом с контролем темпа роста давления в нем. *Если вакуум в установке сохраняется, значит контур герметичен.*

Чтобы дать заключение о надежности такой технологии, сравним, что происходит при наличии негерметичности, например, в паяном соединении для двух случаев (см. рис. 15.2).

- ▶ С одной стороны (**поз. 1**) контур, находящийся под вакуумом, в котором в случае негерметичности наблюдается подъем давления.
- ▶ С другой стороны (**поз. 2**) контур, наддутый азотом до давления 10 бар, в котором в случае негерметичности наблюдается падение давления.

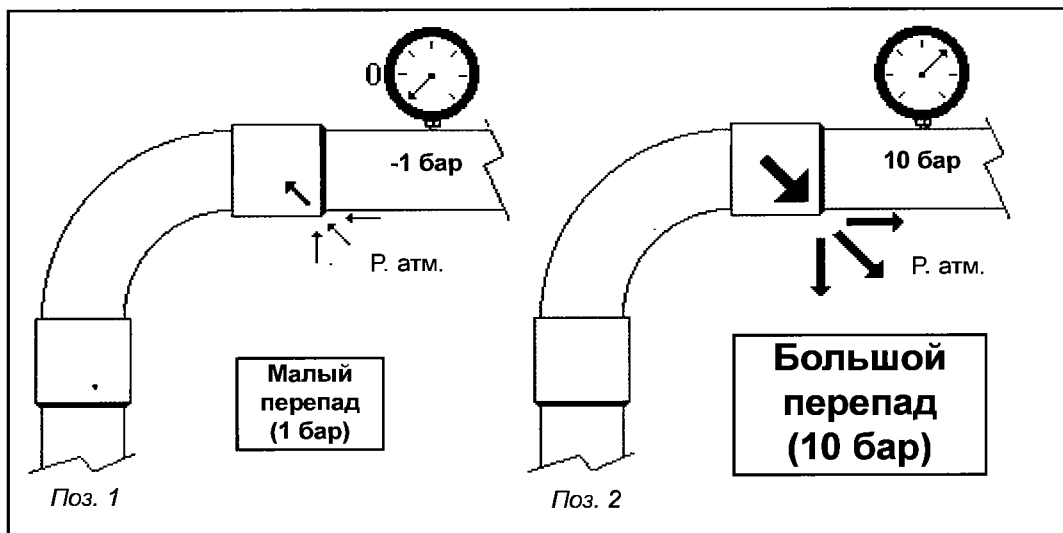


Рис. 15.2.

Поз. 1. Контур находится под вакуумом. Поскольку наружное давление равно атмосферному, перепад давления на паяном соединении незначительный (меньше одного бара).

Следовательно, **расход воздуха через негерметичный стык небольшой** и поступающий внутрь контура воздух обеспечивает сравнительно медленный подъем давления.

Поз. 2. Контур надут азотом до давления в 10 бар. Перепад давления между контуром и окружающей средой в 10 раз больше, чем в предыдущем случае, и при отсутствии герметичности азот будет выходить из контура наружу.

Следовательно, **при одних и тех же размерах негерметичности**, расход газа через негерметичный стык во втором случае будет гораздо больше, чем в первом, и давление внутри контура будет изменяться быстрее, что позволяет гораздо легче обнаружить это с помощью манометра.

Заметим также, что в первом случае в контур поступает атмосферный воздух, содержащий влагу. Проникая внутрь, он нарушает одну из основных заповедей холодильщика: “Влага – враг холодильщика!” (напомним, что влага способна образовывать в соединениях с хладагентом особо разрушительные кислоты).

Наконец, чтобы покончить с обсуждением технологии поиска утечек путем вакуумирования контура, рассмотрим *рис. 15.3*, на котором изображено подключение развальцованной медной трубки к ниппельному наконечнику, представив себе, что *гайка плохо закручена* и, следовательно, должна приводить к негерметичности.

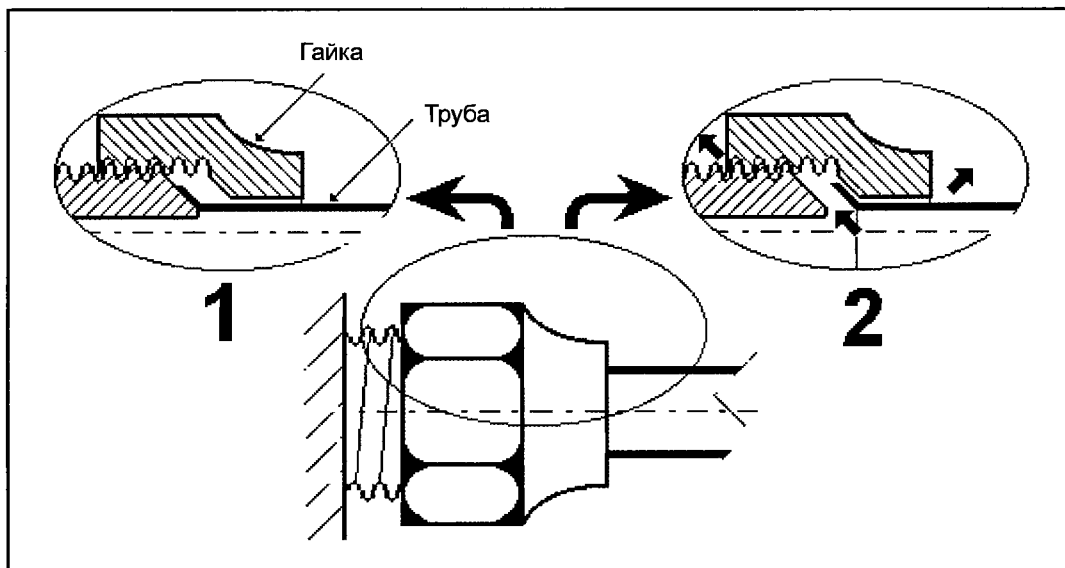


Рис. 15.3.

Случай 1. Контур находится под вакуумом, наружное давление прижимает развальцовку к ниппелю. Проход для воздуха ничтожный, негерметичность не обнаруживается.

Случай 2. Контур находится под давлением, которое отжимает фланец трубки от ниппеля. Утечка становится значительной и легко обнаруживается.

✘ Из этого примера можно сделать окончательный вывод, что вакуумирование контура должно использоваться только для удаления из него влаги и ни в коем случае для испытания на герметичность.

Как же тогда проверить герметичность?

Наиболее надежный способ заключается в наддуве контура исключительно **сухим азотом** (как правило, до давления в 10 бар), таким образом, чтобы полностью исключить опасность конденсации (азот не конденсируется при нормальных температурах). Кроме того, наддув контура сухим азотом облегчит последующую процедуру осушки контура.

✘ **Внимание!** Баллон с азотом следует подключать к контуру обязательно через редуктор во избежание серьезной аварии (давление в азотных баллонах выше 100 бар).

При значительных утечках давление в контуре быстро падает и очень часто утечки можно обнаружить по звуку “на слух” (струя азота “свистит”, вытекая из контура), а также проводя ладонью по элементам контура (ощущая вытекающий азот и отмечая изменение характера шума).

При небольших утечках давление падает гораздо более медленно и негерметичность обнаруживается при нанесении на подозрительные места контура **мыльного раствора** (“обмыливания”) и наблюдении за появлением пузырьков в негерметичных точках.

Однако давление может меняться и при отсутствии утечек, если во время испытания значительно меняется температура.

Действительно, если, например, температура окружающей среды повышается, температура азота также повышается и он расширяется. Это расширение (объем, занимаемый азотом в установке, не меняется) вызывает, естественно, повышение давления в контуре. И наоборот, снижение температуры окружающей среды вызывает снижение давления, обусловленное сжатием азота.

Изменение давления, вызванное изменением температуры, подчиняется закону Шарля:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

Где давление и температура должны быть выражены в абсолютных величинах.

После нескольких часов выдержки установки под давлением (например, в течение ночи для установки значительных размеров), если изменения давления не выходят за пределы, обусловленные законом Шарля, можно с уверенностью сделать вывод об отсутствии утечек.

15.1. УПРАЖНЕНИЕ

Вечером в июле ремонтник наддул установку азотом, чтобы проверить герметичность. Температура окружающей среды составляла 27°C, а давление по показаниям манометров 10,8 бар. На следующий день утром он увидел, что манометры показывают 10,2 бар, но температура упала до 17°C. Какой вывод вы сделаете?

Решение

Поскольку температура понизилась, то падение давления следует считать нормальным явлением. Единственный вопрос состоит в том, можно ли падение давления объяснить только законом Шарля, или существуют еще и утечки.

Вечером давление **P₁**, показываемое манометром (следовательно, избыточное давление), составляло 10,8 бар, то есть 10,8 + 1 = **11,8 бар абсолютных** при температуре **T₁**, равной 27°C или 27 + 273 = **300 К абсолютных** (в Кельвинах).

На следующий день утром абсолютная температура **T₂** понизилась до значения T₂ = 17 + 273 = **290 К**. В соответствии с законом Шарля, абсолютное давление **P₂** в контуре должно быть равным:

P₂ = P₁ x T₂ / T₁, то есть 11,8 x 290/300 = 11,4 бар, что соответствует избыточному давлению, показываемому манометрами, равному 11,4 – 1 = **10,4 бар**.

Поскольку давление упало до 10,2 бар вместо допустимых 10,4 бар, можно сделать вывод о наличии небольшой негерметичности контура, обусловленной, может быть, пористостью паяных соединений или о том, что падение давления вызвано жесткостью трубопроводов.

Во всяком случае, нужно подумать о регулярных проверках герметичности данной установки.

16. ПРОБЛЕМА ЗАПРАВКИ ХЛАДАГЕНТОМ

Нехватка хладагента в контуре может объясняться случайными утечками. В то же время, избыточная заправка как правило является следствием *ошибочных действий персонала*, вызванных его недостаточной квалификацией.

Чтобы ограничить число ошибок подобного рода, нам представляется бесполезным привести здесь некоторые уточнения обычных ответов на отдельные вопросы, касающиеся непростой темы заправки контура хладагентами.

А) Для чего нужен ресивер в холодильном контуре?

Для того, чтобы лучше понять назначение жидкостного ресивера, в качестве примера возьмем схему установки на рис 16.1, находящейся в рабочем состоянии.

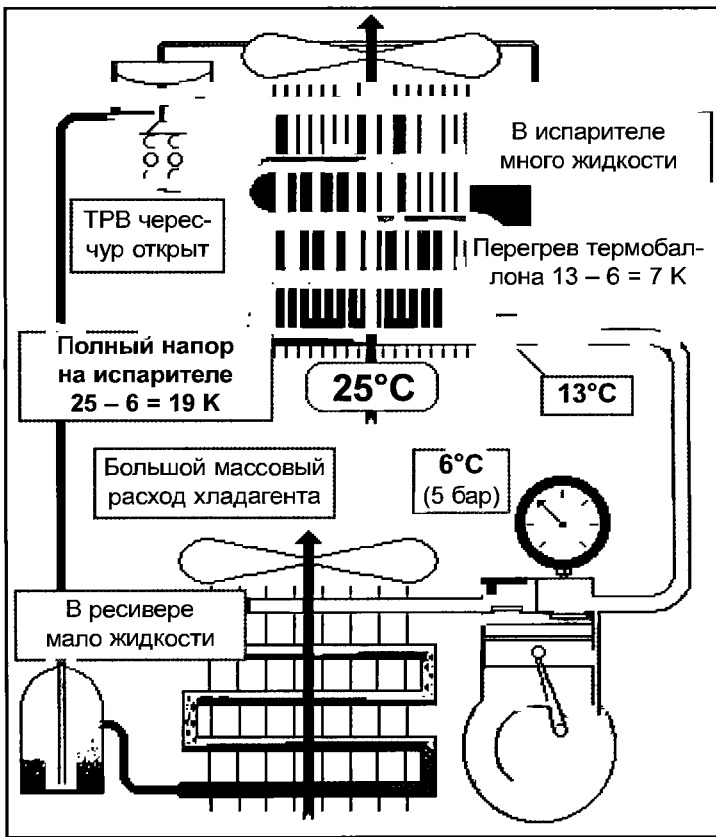


Рис. 16.1.

Температура в охлаждаемом объеме относительно высокая и регулирующий термостат запускает компрессор.

В этот момент температура воздуха на входе в испаритель составляет 25°C .

Давление кипения стабилизировалось на уровне 5 бар, что для R22 соответствует температуре кипения, равной 6°C .

Сознательно пренебрегая потерями давления во всасывающей магистрали компрессора, можно считать, что полный температурный напор на испарителе $\Delta\theta_{\text{полн}}$ составляет около $25 - 6 = 19 \text{ К}$.

Если температура, измеренная в термобаллоне ТРВ, равна, например, 13°C , это означает, что установка отрегулирована на перегрев около 7 К .

Наконец отметим, что в момент, когда термостат запустил компрессор, воздух на входе в испаритель *довольно горячий*. Следовательно, кипение хладагента в испарителе весьма интенсивное и необходимо *очень сильно открыть ТРВ*, чтобы поддерживать перегрев на уровне 7 К .

Поскольку ТРВ открыт сильно, давление кипения и массовый расход хладагента высокие. Следовательно, холодопроизводительность очень хорошая и в испарителе находится много жидкого хладагента (конечно, при нормальной заправке контура хладагентом в момент, когда его много в испарителе, количество хладагента в конденсаторе и ресивере сравнительно небольшое).

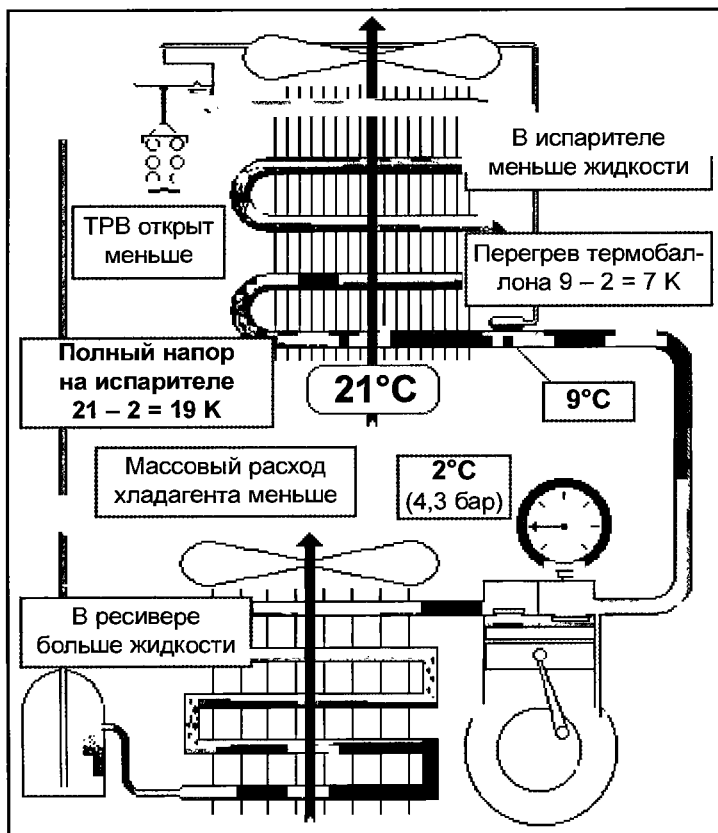


Рис. 16.2.

Вновь возьмем ту же самую установку немного позже, когда температура воздуха на входе в испаритель понизилась до 21°C , и посмотрим, как изменились значения ее основных параметров (для простоты будем считать, что давление конденсации хорошо отрегулировано и существенно не изменилось).

Поскольку температура воздуха на входе в испаритель понизилась на 4°C , теперь для того, чтобы поддерживать постоянным перегрев газа, который выходит из испарителя, необходим более длинный участок трубопровода.

Это означает, что ТРВ должен обязательно закрываться (см. раздел 7 "Влияние температуры охлаждаемого воздуха").

Итак, для поддержания постоянной величины перегрева, равной 7 К , ТРВ обязательно должен быть открыт меньше, чем когда температура воздуха была равной 25°C (см. рис. 16.2).

Поскольку ТРВ закрыт сильнее, это означает, по сравнению с предыдущим вариантом, что давление кипения уменьшается и массовый расход хладагента становится меньше. Следовательно, холодопроизводительность падает, а в испарителе содержится меньше жидкости, чем ранее.

Таким образом, уменьшение количества жидкости в испарителе приводит к его увеличению в конденсаторе и в ресивере.

Заметим, что при относительно стабильном значении давления конденсации полный температурный напор на испарителе не меняется и остается равным примерно 19 К , а это означает, что температура кипения будет порядка $21 - 19 = 2^\circ\text{C}$ (что применительно к R22 соответствует давлению кипения $4,3 \text{ бар}$).

Более того, поскольку ТРВ отрегулирован таким образом, чтобы поддерживать перегрев на уровне 7 К , а кипение происходит теперь при 2°C , температура термобаллона ТРВ будет порядка $2 + 7 = 9^\circ\text{C}$.

Заметим, что при температуре в охлаждаемом объеме 21°C не только увеличивается количество жидкости в ресивере и конденсаторе, но и падает массовый расход жидкости, циркулирующей в контуре, *поэтому внизу конденсатора скорость циркуляции жидкости заметно уменьшается.*

Поскольку количество жидкости, находящееся в контакте с наружным воздухом, увеличивается и время контакта также возрастает, переохлаждение будет улучшаться.

Итак, в установке, снабженной ТРВ, чем больше падает температура воздуха на входе в испаритель, тем больше перекрывается ТРВ, снижая массовый расход и уменьшая холодопроизводительность.

Одновременно в испарителе остается все меньше и меньше жидкости, *а в ресивере уровень жидкости повышается.*



Одно из назначений ресивера заключается в том, чтобы в точности компенсировать колебания массового расхода жидкости, обусловленные реакцией ТРВ на изменения тепловой нагрузки.

Б) Если емкость жидкостного ресивера слишком мала!

Представим себе, что емкость жидкостного ресивера очень мала, а установку заправляли в то время, *когда температура в охлаждаемом объеме была относительно высокой.*

По мере того, как температура в охлаждаемом объеме будет падать, ТРВ начнет закрываться, чтобы поддерживать заданный перегрев. Уровень жидкости в ресивере начнет подниматься, а поскольку емкость ресивера небольшая, он быстро наполнится.

С этого момента уровень жидкости внутри конденсатора начнет подниматься, приводя к *снижению поверхности теплообмена* и, следовательно, к повышению давления конденсации, сопровождаемая признаками чрезмерной заправки контура (см. раздел 36 “Регулировка вентилем высокого давления. Анализ неисправностей”).

Отметим, что при малой емкости жидкостного ресивера и заправке установки хладагентом при низкой температуре окружающей среды, мы будем наблюдать признаки нехватки хладагента в контуре, когда температура окружающей среды начнет повышаться.



В заключение укажем, что недостаточная емкость жидкостного ресивера никогда не позволит обеспечить удовлетворительную заправку установки.

В) Как определить размеры жидкостного ресивера!

С точки зрения чисто функциональной нет никаких технических противопоказаний к тому, чтобы снабдить установку жидкостным ресивером с емкостью большей, чем нужно.

Однако увеличение размеров ресивера приводит к увеличению размеров установки в целом и повышает ее стоимость. Более того, чем больше размеры ресивера, тем больше он будет содержать хладагента, *намного превышая действительно потребное его количество*, в то время, как стоимость хладагентов в настоящее время довольно высокая и есть опасения, что она будет увеличиваться все больше и больше!

Кроме того, в период, когда проблемы окружающей среды, вызванные выбросами в атмосферу хлорфторуглеродов (CFC), заставили принять *международные соглашения* по запрету производства некоторых хладагентов (R11, R12, ...) и снижению количества используемых в установках хладагентов, не кажется *ни справедливым, ни реалистичным* применение жидкостных ресиверов переразмеренного объема.

Выбираемый многими конструкторами компромисс между маленьким и очень большим ресиверами заключается в том, чтобы объем ресивера мог вместить все количество хладагента, *заправляемое в установку* с целью максимального упрощения обычных операций по техническому обслуживанию. Это позволяет ремонтнику, закрыв выходной вентиль на жидкостном ресивере, отвакуумировать с помощью компрессора жидкостную и всасывающую магистрали, а также испаритель, как бы собирая всю жидкость в конденсаторе и жидкостном ресивере.

Если компрессор снабжен технологическими вентилями, не будет никаких проблем с обслуживанием любого элемента контура (за исключением конденсатора и ресивера), причем во время этого обслуживания потери хладагента будут минимальными (только в газовой фазе, оставшейся в жидкостной и всасывающей магистралях).

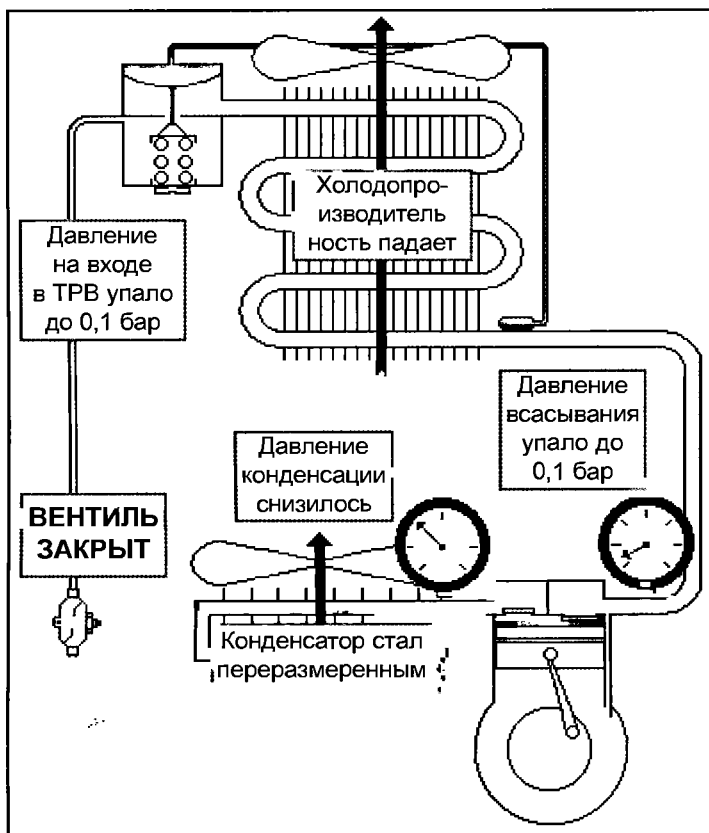


Рис. 16.3.

Г) Может ли давление конденсации подняться во время вакуумирования!

При закрытом выходном вентиле жидкостного ресивера и вакуумировании жидкостной и всасывающей магистрали с помощью компрессора (до давления, например, равного 0,1 бар) давление на входе в ТРВ постоянно падает, пока не достигнет значения, равного 0,1 бар.

Это падение давления на входе в ТРВ приведет к резкому снижению холодопроизводительности (см. раздел 8.1 "Производительность ТРВ"), а также к значительному падению тепловыделения в конденсаторе, который в этом случае быстро становится переразмеренным, а значит:

давление конденсации, напротив, будет иметь тенденцию к снижению во время вакуумирования (см. рис. 16.3)!



Поскольку конденсатор во время вакуумирования с помощью компрессора при закрытом выходном вентиле жидкостного ресивера является как бы переразмеренным, давление конденсации абсолютно не должно подниматься. В противном случае это указывает либо на недостаточную емкость жидкостного ресивера, либо на плохое прохождение жидкости из конденсатора в жидкостный ресивер, либо, что бывает наиболее часто, на избыток хладагента в установке.

Заметим также, что отдельные конструкторы предпочитают вместо установки жидкостного ресивера использовать переразмеренный конденсатор с воздушным охлаждением (см. рис. 16.4).

В этом случае нижняя часть конденсатора выполняет функции жидкостного ресивера.

В процессе функционирования нижние трубки такого конденсатора оказываются постоянно залитыми жидкостью и обдуваемыми холодным наружным воздухом.

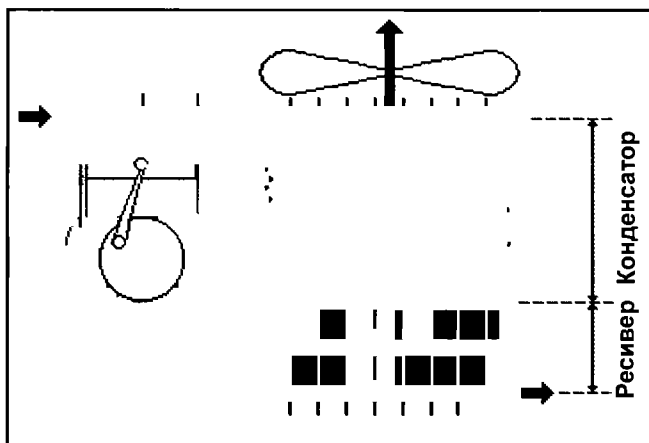


Рис. 16.4.

Это позволяет обеспечить оптимальное охлаждение жидкости.



Такая конструкция дает возможность достичь гораздо более лучшего переохлаждения хладагента по сравнению с классическим вариантом жидкостного ресивера и тем самым заметно повысить КПД установки.

Д) Как узнать, достаточно ли хладагента заправлено в установку!

Анализ симптомов, вызванных, с одной стороны, недостатком хладагента в установке и, с другой стороны, чрезмерной заправкой (эти две неисправности рассматриваются в следующих разделах), позволяет в сочетании с пояснениями, которые мы сейчас дадим, довольно точно ответить на этот непростой вопрос.

Напомним, что заправка может считаться нормальной только тогда, когда испаритель заполнен жидкостью в достаточной степени, то есть перегрев находится в нормальных пределах (для испарителя с прямым циклом расширения это, как правило, составляет от 4 до 7 К), что предполагает правильную настройку ТРВ и, следовательно, поддержание давления конденсации на должном уровне, поскольку от этого зависит производительность ТРВ.

Более того, мы видим, что благодаря колебаниям уровня жидкости в ресивере температура воздуха на входе в испаритель не должна быть ни слишком высокой, ни слишком низкой по отношению к нормальному эксплуатационному диапазону, предусмотренному для функционирования данной установки.

Напомним еще раз, что лучшим индикатором, указывающим на нормальную величину заправки хладагентом, является переохлаждение. Слабое переохлаждение говорит о том, что заправка недостаточна, сильное указывает на избыток хладагента. Заправка может считаться нормальной, когда переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора с воздушным охлаждением поддерживается в нормальных для данной установки пределах (часто между 4 и 7 К) при температуре воздуха на входе в испаритель близкой к номинальным условиям эксплуатации.



Переохлаждение может рассматриваться как надежный индикатор правильности заправки только в установках с термостатическим расширительным вентилем. Проблемы заправки установок с прессиостатическими расширительными вентилями изучаются в разделе 50, а с капиллярными расширительными устройствами – в разделе 51 “Капиллярные расширительные устройства”.

17. НЕХВАТКА ХЛАДАГЕНТА В КОНТУРЕ

17.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

Чтобы продолжить изучение проблем, связанных с определением количества хладагента, которое нужно заправить в установку, рассмотрим признаки *нехватки хладагента*, проявляющиеся в различных частях холодильного контура.

А) Проявления нехватки хладагента в системе ТРВ/испаритель

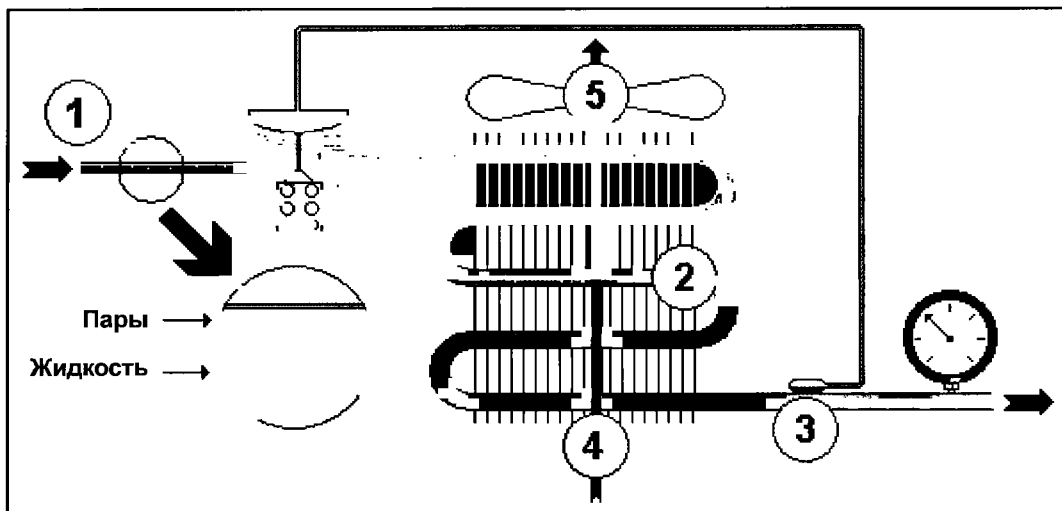


Рис. 17.1.

Какими бы ни были причины нехватки хладагента, это означает, что в установке его мало.

Следовательно, недостаток жидкости ощущается в каждом элементе контура, но особенно этот недостаток чувствуется в испарителе, конденсаторе, ресивере и жидкостной линии.

При нормальной заправке жидкостная линия заполнена только переохлажденной жидкостью, но при нехватке хладагента в ней будет находиться парожидкостная смесь, поступающая на вход ТРВ (см. точку 1 на рис. 17.1).

Поскольку на входе ТРВ жидкости не хватает, ее также не хватает и на выходе, и последняя капля жидкости выкипает в испарителе слишком рано (*точка 2*). Как следствие, пары хладагента длительное время находятся в контакте с охлажденным воздухом, обеспечивая большую протяженность зоны перегрева. Вот почему температура термобаллона (*точка 3*) аномально повышена (в пределе, температура всасывающей магистрали может становиться почти равной температуре окружающей среды).

В результате недостаточного количества жидкости испаритель слабо заполнен хладагентом и холодопроизводительность низкая. Поэтому температура воздуха в помещении, где установлен кондиционер (или в холодильной камере), повышается, что приводит к вызову ремонтника, так как *“стало слишком жарко”*.

Из-за повышения температуры в охлаждаемом объеме растет также и температура воздуха на входе в испаритель (*точка 4*).

Но низкая холодопроизводительность приводит к тому, что воздух в испарителе охлаждается плохо. Так как температура воздуха на входе в испаритель уже повысилась, температура воздушной струи на выходе из испарителя также возрастает (*точка 5*).

Б) Проявление нехватки хладагента в системе испаритель/компрессор

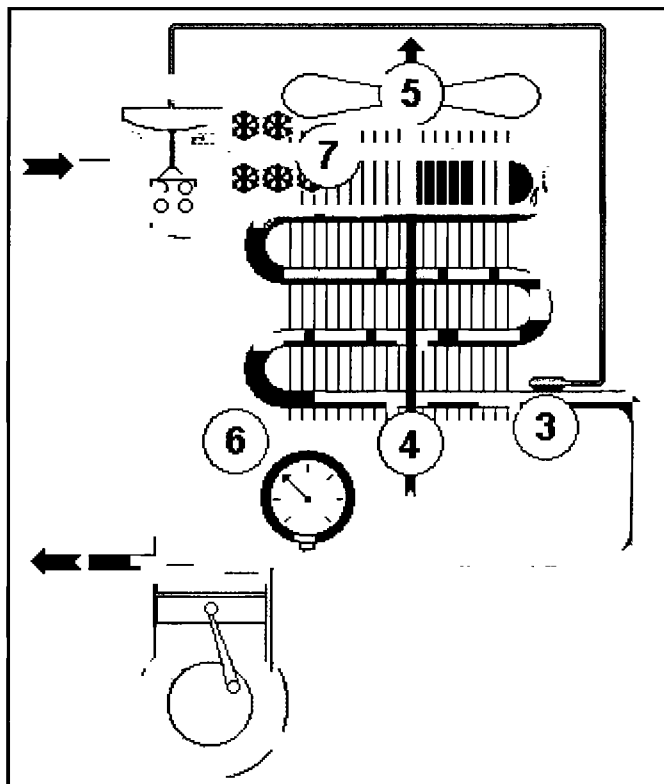


Рис. 17.2.

Каждый килограмм жидкости, который проходит через испаритель, выкипает, поглощая тепло и производя определенное количество пара.

Поскольку жидкости в испарителе недостаточно, количество производимого там пара сильно падает.

Так как компрессор может потенциально перекачать гораздо больше пара, чем производит испаритель, давление кипения также аномально падает (см. *точку 6* на рис. 17.2).

Ввиду того, что давление кипения имеет склонность к падению и одновременно растет температура воздуха на входе в испаритель, полный температурный напор на испарителе *становится аномально высоким*.

Более того, падение давления кипения обуславливает снижение температуры кипения в соответствии с соотношением между температурой и давлением насыщенных паров для данного хладагента.

При этом одновременно повышается температура термобаллона (*точка 3*) и *перегрев обязательно будет очень значителен*.

Если идет речь о кондиционере, то в нем температура кипения, как правило, выше 0°C. Однако, поскольку нехватка хладагента приводит к падению давления кипения, температура кипения получает серьезные шансы стать отрицательной.

В этом случае конденсат, осаждающийся на трубке, выходящей из ТРВ, будет иметь склонность к замерзанию и трубка будет сильно покрываться инеем (*точка 7*).

В) Проявление нехватки хладагента в системе компрессор/конденсатор

Ввиду того, что перегрев очень высокий и температура термобаллона ТРВ увеличилась, температура пара на входе в компрессор также возросла.

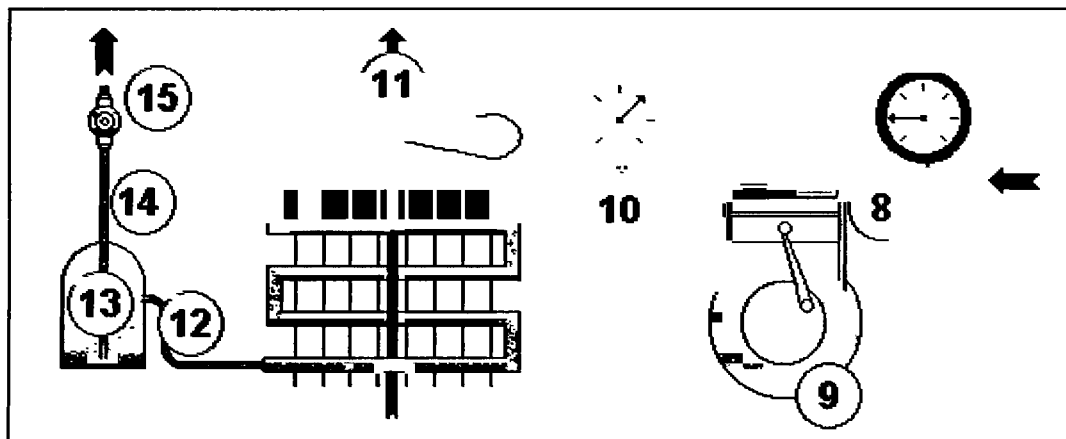


Рис. 17.3.

Но охлаждение электродвигателей герметичных и бессальниковых компрессоров осуществляется, главным образом, при помощи всасываемых паров.

Если температура этих паров высокая, мотор охлаждается плохо.

Как следствие, картер компрессора будет горячим (вместо того, чтобы быть чуть теплым) на уровне вентиля всасывания (*точка 8 на рис. 17.3*) и чрезмерно горячим в нижней части (*точка 9*), в зоне, где находится масло.

Таким образом, по причине аномально высокого перегрева по линии всасывания весь компрессор целиком может становиться аномально горячим.

Заметим, что вследствие повышения температуры паров на линии всасывания, температура пара в магистрали нагнетания будет также повышенной (*точка 10*).

Более того, мы видели, что холодопроизводительность стала аномально низкой. Однако размеры конденсатора первоначально были выбраны исходя из номинальной холодопроизводительности установки.



Следовательно, как и при всех неисправностях, приводящих к падению давления всасывания, при нехватке хладагента конденсатор становится как бы переразмеренным!

Если используемый способ регулировки давления конденсации не предусматривает изменения расхода воздуха, перепад температуры воздуха будет меньше нормального и температура воздуха на выходе из конденсатора (*точка 11*) также станет меньше.

В связи с тем, что конденсатор оказывается переразмеренным, *давление конденсации имеет тенденцию к снижению* (в соответствии с используемым способом регулирования давления конденсации).

Наконец, поскольку в контуре ощущается нехватка хладагента, точно также его будет недостаточно в зоне переохлаждения.

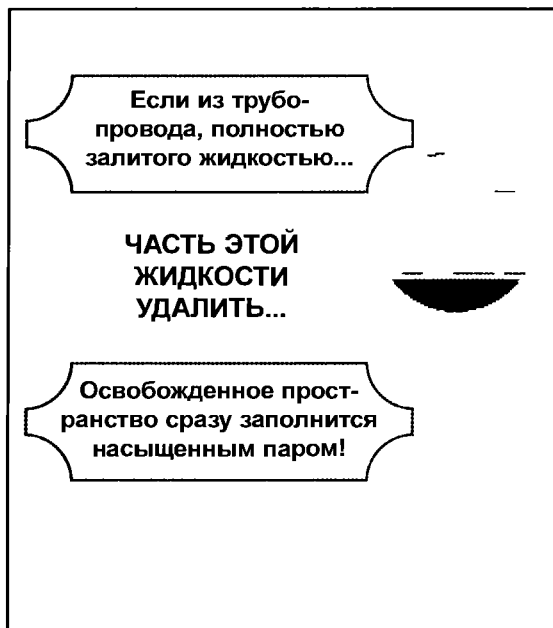


Рис. 17.4.

Однако, если в трубопроводе, при нормальных условиях полностью залитом жидкостью, начинает ощущаться ее недостаток, в нем обязательно появится насыщенный пар этой жидкости (см. рис. 17.4)!

Следовательно, образовавшаяся парожидкостная смесь будет выходить из конденсатора без малейшего переохлаждения (см. точку 12 на рис. 17.3).

Таким образом, в ресивер будет попадать очень мало жидкого хладагента и его забор с помощью заборной трубки значительно усложнится (точка 13).

В предельном случае, если нехватка хладагента станет очень значительной, жидкостная линия окажется опустошенной и компрессор может очень быстро отключиться по сигналу защитного реле НД.

При этом из ресивера будет выходить парожидкостная смесь (преимущественно, насыщенный пар при температуре конденсации, см. точку 14 на рис. 17.3).

Впрочем, прохождение такой смеси можно очень отчетливо наблюдать в смотровом стекле жидкостной линии (точка 15) либо в виде непрерывного потока газовых пузырьков, либо в виде их прохождения от случая к случаю в зависимости от величины дефицита хладагента в контуре.

Внимание! В дальнейшем мы увидим, что прохождение пузырьков пара в смотровом стекле может наблюдаться даже при нормальной заправке хладагента.



Пузырьки в смотровом стекле на жидкостной магистрали появляются не только потому, что в контуре установки имеется дефицит хладагента.

С другой стороны, недостаток хладагента всегда приводит к значительному снижению переохлаждения.

17.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

На рис. 17.5 приведено обобщение признаков нехватки хладагента в контуре установки.

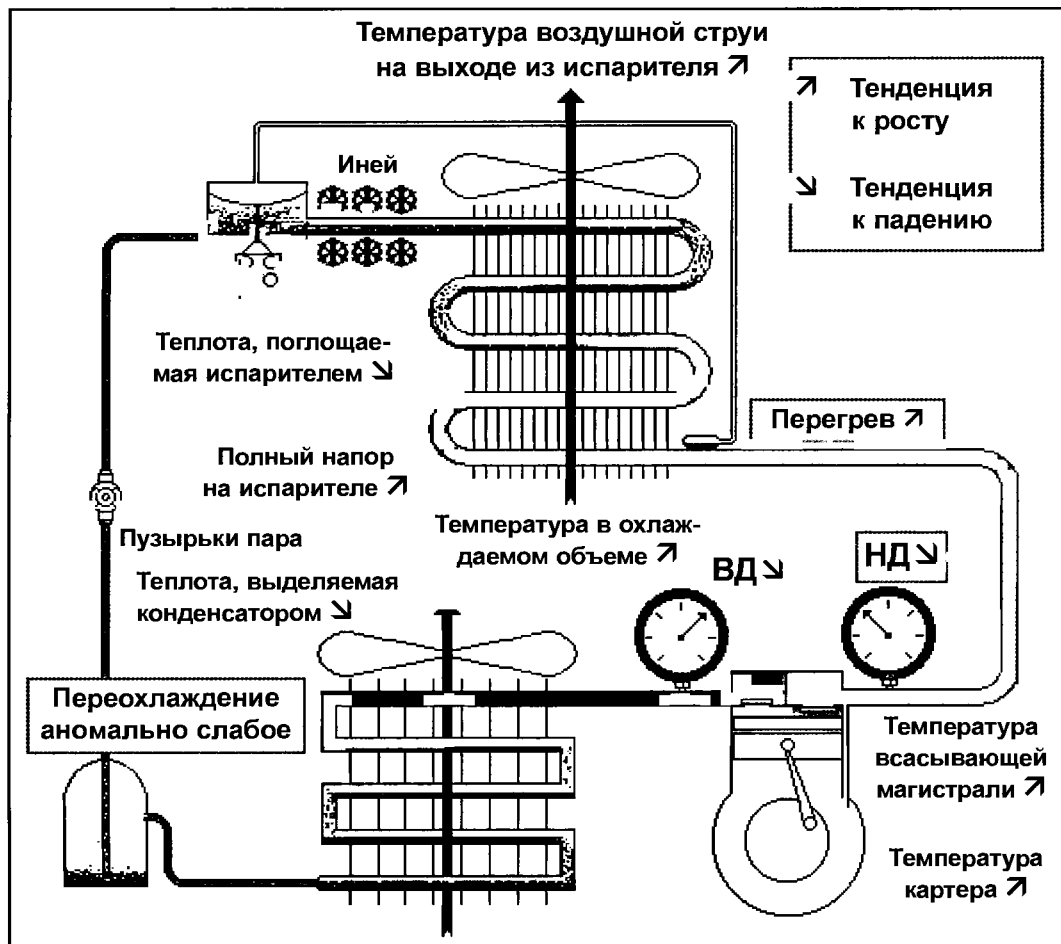


Рис. 17.5.

Внимание! В кондиционерах может сложиться ситуация, когда одна и та же величина давления кипения в одном случае будет считаться пониженной, а в другом – нормальной. Например, при температуре воздуха на входе в испаритель 25°C давление кипения, соответствующее температуре кипения 0°C , будет считаться пониженным (полный напор на испарителе $\Delta p_{\text{полн}} = 25 - 0 = 25 \text{ К}$), а при температуре воздуха на входе в испаритель 18°C эта же величина давления кипения будет считаться нормальной (полный напор $\Delta p_{\text{полн}} = 18 - 0 = 18 \text{ К}$). При необходимости посмотрите раздел 7.

Для оценки переохлаждения и перегрева при использовании:

- ▶ Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.
- ▶ R407C см. раздел 102.2.
- ▶ R410A см. раздел 102.3.

17.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

На рис. 17.6 приведен алгоритм диагностирования неисправностей, обусловленных нехваткой хладагента.

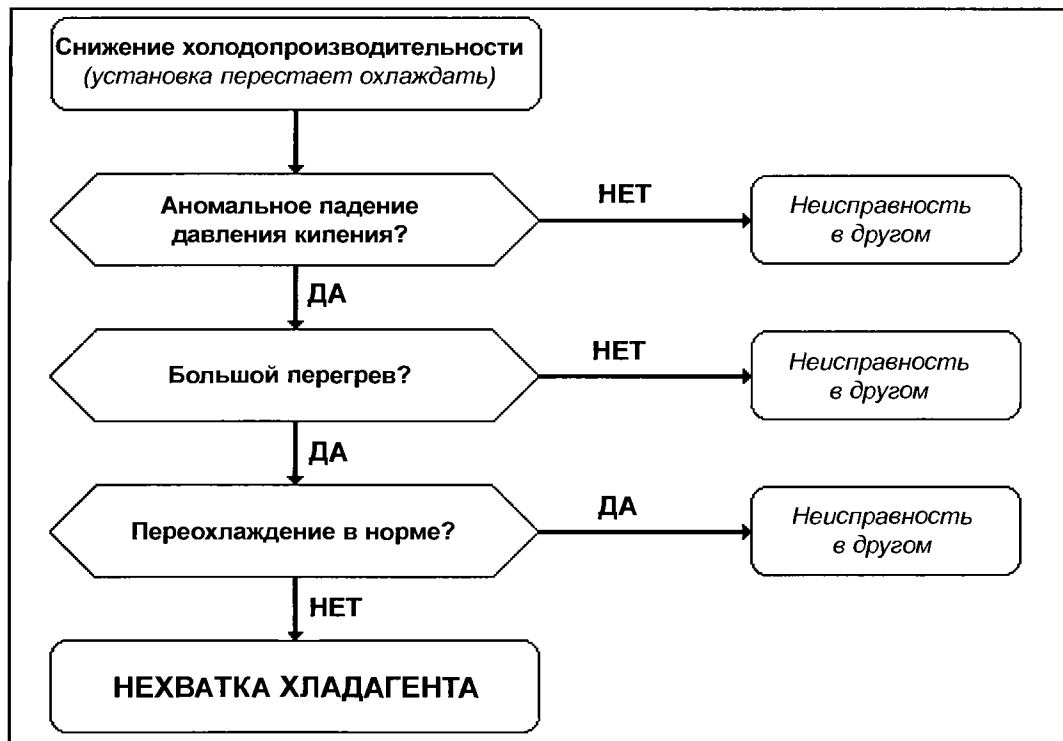


Рис. 17.6.

Нехватка хладагента в испарителе вызывает рост перегрева.

Нехватка хладагента в конденсаторе вызывает снижение переохлаждения.

Если перегрев повышен **И** переохлаждение понижено одновременно, то это обязательно означает нехватку жидкости **И** в испарителе, **И** в конденсаторе, а следовательно, и нехватку хладагента в контуре.



Запомните! Грамотный ремонтник никогда не будет заправлять установку не проверив ее герметичность.

Он также никогда не уедет с монтажа оборудования, не выполнив операцию по поиску утечек, особенно на тех участках холодильного контура, где он выполнял какие-либо работы.



По охладителям жидкости см. раздел 87.

17.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

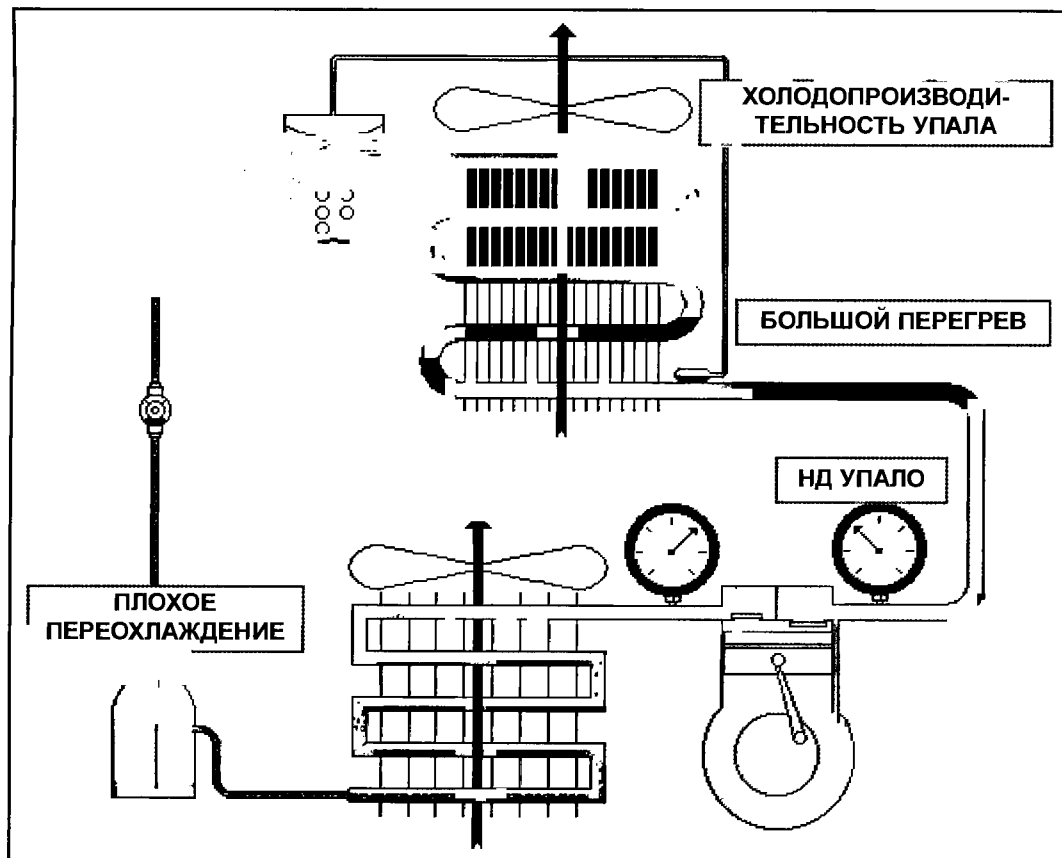


Рис. 17.7.



Почему компрессор перестал охлаждать?.. Посмотрим...

О! Упало низкое давление...

Может быть снизился расход воздуха через испаритель?..

Но это невозможно, **поскольку перегрев огромный...**

Может быть пропускная способность ТРВ недостаточна?..

Тоже нет, **поскольку практически отсутствует переохлаждение...**

Тогда это ни что иное, как...

НЕХВАТКА ХЛАДАГЕНТА В КОНТУРЕ!

17.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

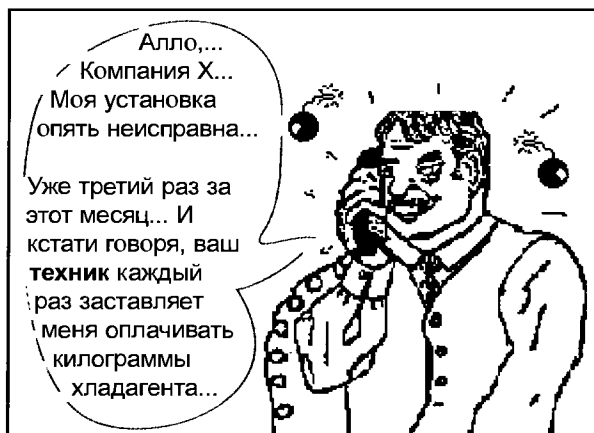


Рис. 17.8.

Будучи обнаруженной, нехватка хладагента заставляет ремонтника искать причину этого (а поиск иногда может оказаться очень долгим и рутинным), после чего необходимо ликвидировать обнаруженную негерметичность и дозаправить установку хладагентом.

В любом случае добросовестный ремонтник после того, как он дозаправил установку, прежде чем покинуть клиента, должен убедиться в *отсутствии* утечек хладагента.

Иначе можно быть уверенным в том, что очень быстро появится новая неисправность и клиент вновь будет недоволен, *но тогда его справедливое недовольство может повредить репутации всей вашей деятельности (см. рис. 17.8)!*

Поиск утечек в заправленной установке

См. раздел 15 “Поиск утечек хладагента” и раздел 16 “Проблема заправки хладагентом”.

Особенности эксплуатации установок, оборудованных предохранительным клапаном

Напомним, что предохранительный клапан предназначен для защиты установки от опасности разрушения при резком подъеме высокого давления. Например, при пожаре и сопровождающем его значительном росте температуры (а следовательно, и давления) холодильный контур, даже будучи остановленным, представляет из себя *настоящую бомбу*, которая неизвестно когда взорвется!

Клапан устанавливается на магистрали высокого давления (в конденсаторе или ресивере) и настраивается таким образом, чтобы открываться, если высокое давление будет выше, чем упругость пружины F_r (см. рис. 17.9).

После открытия клапана и выброса излишков газа высокое давление падает и пружина вновь закрывает клапан. Если давление вновь поднимется, процесс повторится.

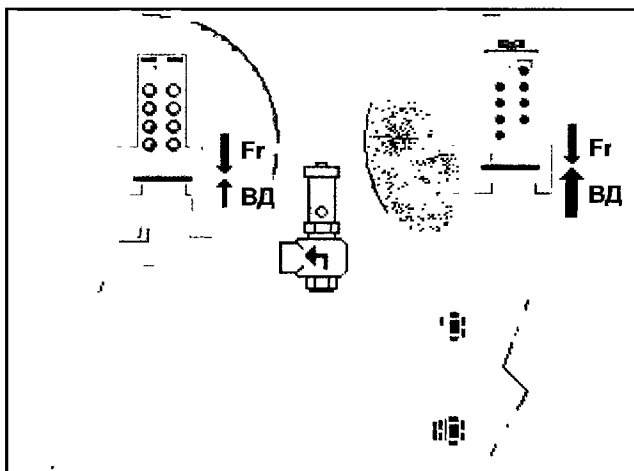


Рис. 17.9.

Заметим, что в отдельных случаях правила безопасности эксплуатации установок предписывают отводить выхлоп предохранительного клапана с помощью специальной соединительной магистрали *из помещения наружу*, чтобы избежать образования высокотоксичного отравляющего газа (*его называют фосгеном*) при контакте хладагента с открытым пламенем. Эта предосторожность не будет лишней, если подумать о пожарных, которым при возгорании придется тушить установку!



Напомним также, что категорически не рекомендуется менять настройку предохранительного клапана, чтобы предотвратить опасность утечки хладагента, поскольку при этом вы подвергаетесь другой, гораздо более серьезной опасности – опасности взрыва!

Возможный сценарий применения предохранительного клапана и его последствия. Представим себе холодильную установку с конденсатором воздушного охлаждения, находящимся в загрязненном помещении. По мере осаждения грязи на конденсаторе, охлаждение хладагента ухудшается, его температура растет, а вместе с ней растет и давление конденсации. По прошествии некоторого времени конденсатор загрязнится настолько, что компрессор отключается по команде предохранительного реле ВД.

Если по какой-то причине (плохая настройка предохранительного реле ВД, его неработоспособность, нарушение электрических цепей или капиллярной трубки реле) реле не сработает, это приведет к открытию предохранительного клапана и помешает дальнейшему росту давления.

После срабатывания предохранительного клапана давление упадет и клапан закроется. Но поскольку конденсатор остался загрязненным, этот процесс будет повторяться многократно и количество стравленного хладагента может стать *очень большим*.

Рост давления конденсации и нехватка хладагента в контуре приведет к снижению холодопроизводительности. Температура в охлаждаемом помещении начнет расти и потребитель обратится к ремонтнику.

Прибыв на место, опытный ремонтник сразу увидит, что причина неисправности заключается в недостаточной производительности конденсатора (эта неисправность рассматривается нами ниже), обусловленной его загрязненностью, и приступит к очистке конденсатора.

После того, как конденсатор будет очищен, давление конденсации придет в норму. Многие недостаточно опытные ремонтники этим и ограничатся, однако наш ремонтник не новичок, поэтому он продолжит полное обследование установки.

При обследовании он обнаружит, что давление кипения упало, *перегрев вырос, а переохлаждение снизилось*: в установке явно наблюдается нехватка хладагента.

Наш ремонтник начнет искать утечки и хотя подлинных утечек он не найдет, осматривая предохранительный клапан он обнаружит, что выхлопное отверстие клапана аномально замащено, после чего ремонтник сделает вывод о том, что недавно через клапан произошел выброс хладагента.

Чтобы проверить свое предположение, он решает проконтролировать работу предохранительного реле ВД и его способность отключать компрессор, и в процессе проверки выясняет, что реле ВД не реагирует на рост давления.

После этого ему остается только отремонтировать реле давления, а затем дозаправить установку и проблема окончательного устранения всех неисправностей будет решена.

18. ПРОБЛЕМА ВНЕЗАПНОГО ВСКИПАНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ЖИДКОСТНОЙ МАГИСТРАЛИ

Прежде чем приступить к изучению семейства неисправностей, связанных с преждевременным дросселированием, в настоящем разделе предлагается объяснение очень малоизвестного явления внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали (*на английском языке это явление называют термином "flash gas"*).

Для начала вспомним, что масло, используемое в холодильных установках, очень плохо смешивается с хладагентом в паровой фазе. Поэтому выбор и прокладка трубопроводов всасывания и нагнетания должны производиться особенно тщательно, чтобы масло, которое по нагнетающей магистрали постоянно выводится из компрессора, могло без проблем возвратиться в него по всасывающей магистрали (*проблемы возврата масла изучаются в разделе 37*).

Напротив, это же масло очень хорошо смешивается с жидким хладагентом и его перетекание в конденсатор и жидкостную магистраль, как правило, происходит без проблем, даже если скорость смеси небольшая и трубопроводы располагаются в нижних точках установки.

Однако в установках, где конденсатор находится на значительном удалении от испарителя, при неудачной конструкции жидкостной линии даже при отсутствии опасности создания проблем с возвратом масла, могут иметь место *значительные потери давления в этой линии*, приводящие к возникновению внезапного вскипания хладагента.

А) Проблема выбора длины и диаметра жидкостной линии

Вначале напомним, что явления, происходящие при протекании жидкого хладагента по трубопроводу, подобны явлениям, сопровождающим протекание электрического тока по проводнику (*см. рис. 18.1*).

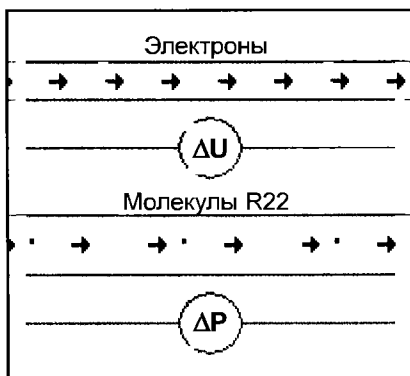


Рис. 18.1.

Проводник оказывает сопротивление (R) протеканию электрического тока, что приводит к возникновению разности потенциалов (падению напряжения ΔU) по длине проводника, величина которого зависит от силы тока, длины проводника, площади его поперечного сечения и материала проводника.

Точно также, при течении жидкого хладагента по трубопроводу возникает сопротивление этому течению, приводящее к падению давления ΔP , величина которого зависит, в том числе, от типа и скорости протекающей жидкости, длины трубопровода, площади его поперечного сечения и шероховатости стенок.

Таким образом, существует следующая аналогия:

Электрический провод: разность потенциалов (падение напряжения ΔU) \nearrow растет, если растут сила тока \nearrow и длина участка проводника \nearrow и уменьшается площадь поперечного сечения \searrow .
Холодильный трубопровод: падение давления (перепад ΔP) \nearrow растет, если растут скорость жидкости \nearrow и длина участка трубопровода \nearrow , а площадь проходного сечения \searrow падает.

Поскольку потери давления (ΔP) в трубопроводе зависят от его длины и площади сечения, диаметр жидкостной линии *большой длины* должен выбираться особенно тщательно во избежание слишком больших потерь и, как следствие, опасности внезапного вскипания жидкости...

Приведем пример, иллюстрирующий такое вскипание в неправильно подобранном жидкостном трубопроводе.

Компрессор (см. рис. 18.2) нагнетает перегретые пары R22 в конденсатор и после конденсации жидкий хладагент имеет температуру 44°C.

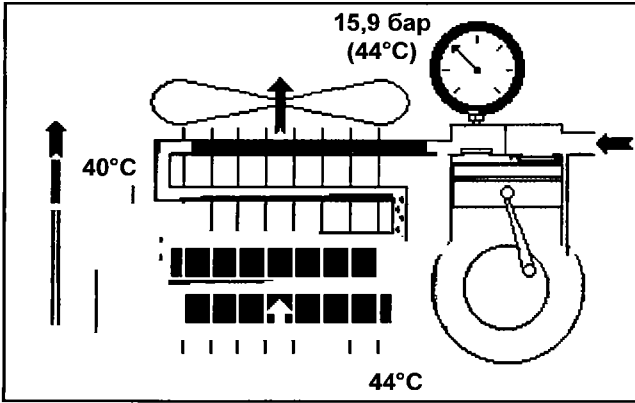


Рис. 18.2.

На участке конденсации при температуре 44°C давление нагнетания поддерживается на уровне 15,9 бар.

Последняя молекула пара конденсируется при температуре 44°C, после чего жидкость продолжает охлаждаться при помощи воздуха, продуваемого через конденсатор, и на выходе из последнего температура жидкости становится равной 40°C (следовательно, переохлаждение составляет 4 К).

Но таблицы состояния насыщенного пара для R22 дают нам равновесие между жидкостью и паром для температуры 40°C при давлении, равном 14,3 бар (см. раздел 1 "Влияние температуры и давления на состояние хладагента").

Следовательно, если давление в жидкости упадет ниже предписанного для температуры в 40°C значения 14,3 бар, равновесие нарушится и жидкость начнет кипеть задолго до входа в ТРВ (это и будет эффект внезапного вскипания).

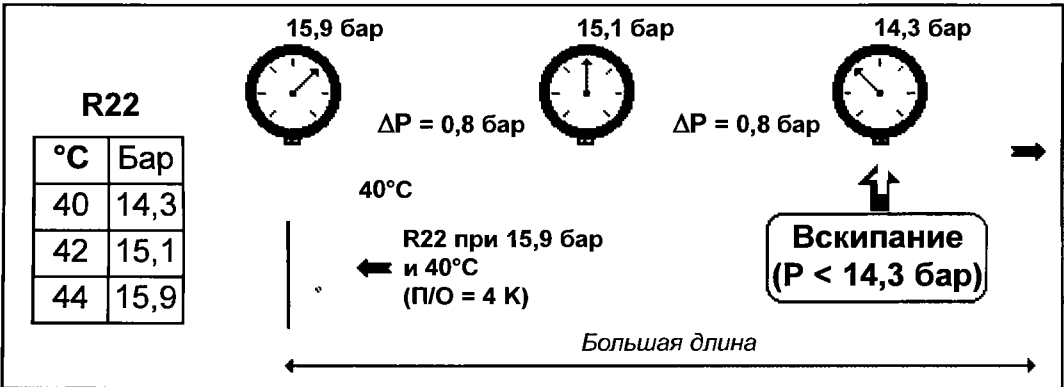


Рис. 18.3.

В примере на рис. 18.3 площадь проходного сечения длинной жидкостной магистрали слишком мала, потери давления ΔP в магистрали большие и вскипание происходит в том месте, где давление упало ниже 14,3 бар.

Заметим, что при *переохлаждении только 2 К* (следовательно, при температуре жидкости в ресивере 42°C) вскипание произойдет, как только давление упадет ниже 15,1 бар, *то есть гораздо раньше.*

⊗ Помните, опасность внезапного вскипания жидкости тем выше, чем меньше величина переохлаждения!

18. ПРОБЛЕМА ВНЕЗАПНОГО ВСКИПАНИЯ ХЛАДАГЕНТА
В ЖИДКОСТНОЙ МАГИСТРАЛИ

Б) Проблема потерь давления на местных сопротивлениях

В трубопроводах, используемых в качестве жидкостных магистралей, потери давления зависят от длины трубопроводов, диаметра, шероховатости стенок и т.д. (см. рис. 18.4). Но потери давления возникают и при прохождении жидкого хладагента через местные сопротивления, в качестве которых выступают различные элементы холодильного контура (фильтр-осушитель, ручные и соленоидные вентили, регенеративный теплообменник и др.).

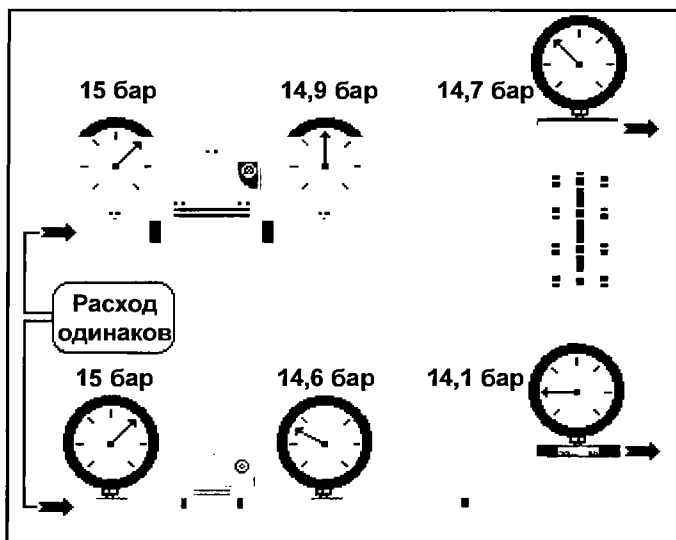


Рис. 18.4.

Потери давления в этих элементах указаны в конструкторской и технической документации на них в зависимости от их собственных характеристик и условий эксплуатации.

При одном и том же расходе жидкого хладагента потери во влагоотделителе или электроклапане тем больше, чем меньше их номинальный диаметр.

Неудачный выбор элементов холодильного контура может быстро вызвать слишком высокие потери давления, приводящие к вскипанию жидкости в той же степени, что и слишком малый диаметр трубопровода.

В) Проблема изменения уровня жидкостной линии

Напомним, что давление (P) в любой точке внутри жидкости в открытом сосуде зависит только от плотности (ϖ) этой жидкости* и высоты столба (h) жидкости над этой точкой.

$$P = \varpi \cdot h$$

На рис. 18.5 давление P_2 выше давления P_1 , поскольку глубина погружения точки 2 больше, чем точки 1 (ситуация, хорошо знакомая ныряльщикам и водолазам).

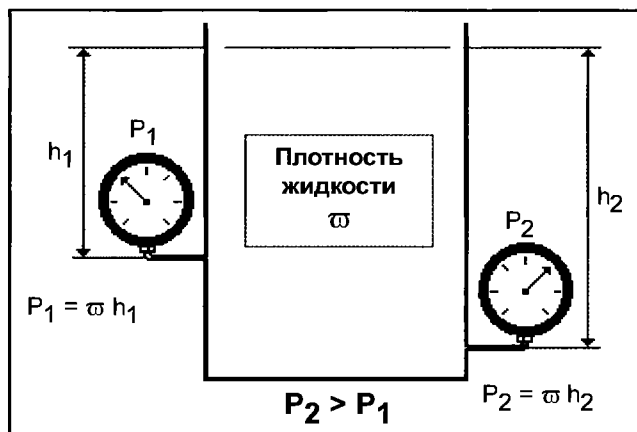


Рис. 18.5.



Для столба жидкости высотой в 1 метр при комнатной температуре (ϖ зависит от температуры) давление в нижней точке столба составляет около 1,3 бар для ртути, 0,1 бар для воды, около 0,13 бар для жидкого R12 и около 0,12 бар для жидкого R22.

* Здесь под плотностью ϖ понимается произведение плотности ρ , кг/м³, на ускорение силы тяжести $g = 9,8$ м/с², то есть $\varpi = \rho g$ (прим. ред.).

Если разность уровней между жидкостным ресивером, расположенным внизу, и испарителем, размещенным вверху, значительная, то потери давления, обусловленные высотой столба жидкости, также могут привести к внезапному вскипанию жидкости в одной из верхних точек.

Чтобы убедиться в этом, вспомним, что столб жидкого R22 высотой 1 м создает давление около 0,12 бар и посмотрим на схему (рис. 18.6).

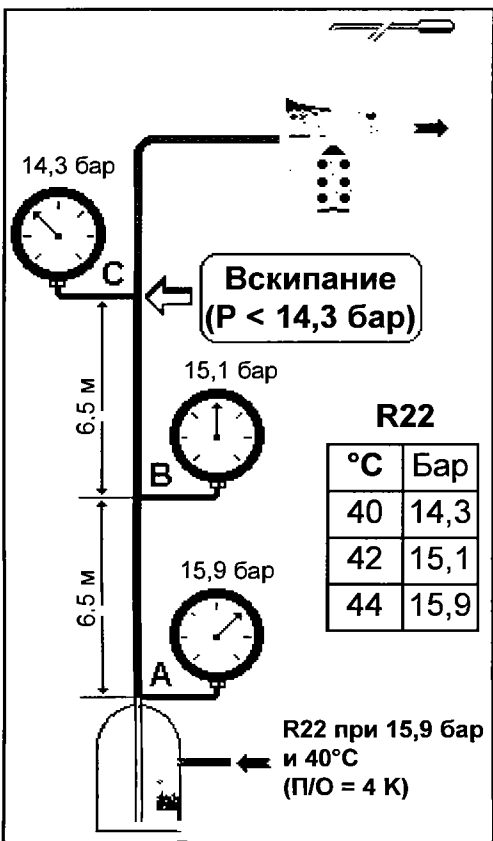


Рис. 18.6.

В данной установке жидкостной ресивер расположен **ниже испарителя** и содержит R22 при давлении 15,9 бар и температуре 40°C с переохлаждением, как и в предыдущем примере, равным 4 К.

В точке А давление равно 15,9 бар, но чем выше мы поднимаемся по трубопроводу, тем меньше становится высота столба жидкости, расположенного над точкой А, и тем сильнее падает давление в жидкости даже в предположении, что потери давления ΔР, обусловленные движением жидкости по трубопроводу, пренебрежимо малы!

В точке В, расположенной на 6,5 м выше точки А, давление упадет на $0,12 \times 6,5 = 0,8$ бар и манометр покажет $15,9 - 0,8 = 15,1$ бар.

В точке С, которая еще на 6,5 м выше, давление упадет еще на 0,8 бар и манометр покажет только $15,1 - 0,8 = 14,3$ бар.

Но давление, равное 14,3 бар, в точности соответствует равновесному давлению между паром и жидкостью для R22 при температуре 40°C!

Следовательно, уже чуть выше точки С произойдет внезапное вскипание жидкости, поскольку давление в жидкости станет чуть ниже 14,3 бара.

Отметим, что при переохлаждении 2 К (следовательно, при температуре жидкости в ресивере 42°C) вскипание произойдет чуть выше точки В, как только давление в трубопроводе опустится ниже 15,1 бар.



Таким образом, мы еще раз можем констатировать, что опасность внезапного вскипания повышается, если величина переохлаждения уменьшается.

18. ПРОБЛЕМА ВНЕЗАПНОГО ВСКИПАНИЯ ХЛАДАГЕНТА В ЖИДКОСТНОЙ МАГИСТРАЛИ

18.1. Проблемы потерь давления в жидкостной линии. Обобщение

Предшествующие рассуждения позволяют нам сделать вывод о том, что потери давления в жидкостных магистралях определяются двумя различными факторами.

1) Потери давления ΔP , обусловленные *движением жидкого хладагента в трубопроводе*, которые называют *динамическими потерями давления* (динамика – в смысле движения), и которые порождаются длинами трубопроводов и местными сопротивлениями элементов контура.

Обычно допускается, что эти потери могут немного превысить 0,4 бар, что эквивалентно 1 К для R22.

2) *Статические потери давления ΔP* (статика – в смысле неподвижности), обусловленные высотой столба жидкости, которые существуют независимо от того, *движется жидкость в трубопроводе или стоит*, и которые зависят только от высоты столба жидкости и ее плотности ($P = \rho \cdot h$).

Также, как в электрической цепи, содержащей последовательно соединенные сопротивления, общее сопротивление равно сумме отдельных сопротивлений, общие потери давления в жидкостной магистрали равны сумме динамических и статических потерь давлений, обусловленных разностью уровня жидкости (см. упражнения на следующих страницах).



Во всех случаях, когда общие потери давления таковы, что давление жидкости в данной точке становится ниже давления насыщенного пара при температуре этой жидкости, произойдет внезапное вскипание жидкости.

Для того, чтобы обеспечить оптимальную работу установки, общей рекомендацией для всех типов установок является поддержание хорошего (по меньшей мере 4 К) переохлаждения.

В тех же случаях, когда потери давления особенно велики (большая длина жидкостной магистрали, много местных сопротивлений, значительная разница уровней жидкости в ресивере и испарителе), величина *переохлаждения становится одним из основных параметров*, обеспечивающим предотвращение внезапного вскипания жидкости.

В любом случае, даже если переохлаждение достаточно большое, чтобы предотвратить внезапное вскипание, потери давления в длинной жидкостной магистрали имеют другое отрицательное следствие – *уменьшают давление на входе в ТРВ* и, следовательно, его производительность (напомним, что производительность ТРВ зависит от давления жидкости во входном патрубке ТРВ).

Если в жидкостной магистрали имеются большие потери давления, это необходимо учитывать при выборе ТРВ. В противном случае, работа ТРВ будет иметь более или менее очевидные признаки такой неисправности как недостаточная производительность ТРВ (см. раздел 14 “Слишком слабый ТРВ”).



Примечание. Потери давления в гидравлических сетях рассматриваются в разделе 75.

18.2. Упражнение №1

Схема участка установки представлена на рис. 18.7.

Используемый хладагент R22 (давление столба высотой 1 м около 0,12 бар).

Перепад давления ΔP на участке трубопровода AB + CD = 0,02 бар/м.

Перепад давления ΔP на влагоотделителе (участок BC) = 0,15 бар.

Перепад давления ΔP на электроклапане (участок DE) = 0,21 бар.

Разность уровней жидкости = 6 м.

1) Какое давление будет при работе установки на входе в ТРВ (точка E)?

2) Какой должна быть минимальная величина переохлаждения жидкости, чтобы полностью исключить опасность внезапного вскипания жидкости?

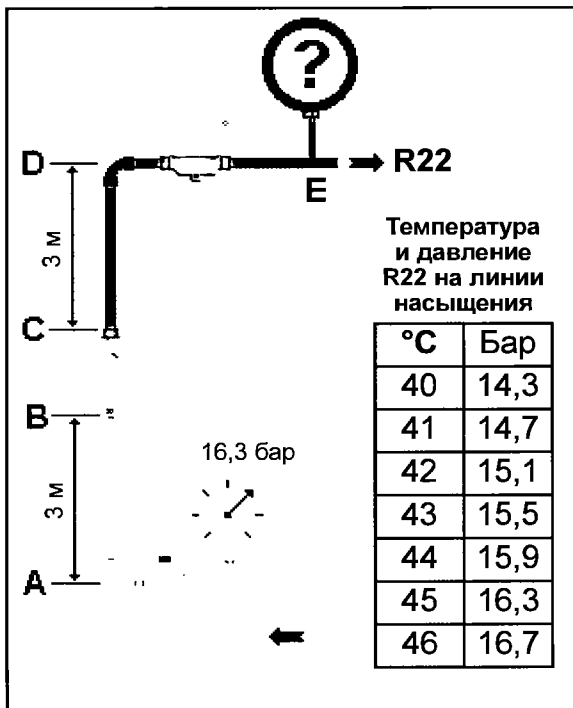


Рис. 18.7.

18.3. Упражнение №2

Схема участка установки представлена на рис. 18.8.

Внимание! Испаритель расположен ниже конденсатора.

Используемый хладагент R22 (давление столба высотой 1 м около 0,12 бар).

Потери давления ΔP на участке трубопровода AB + CD = 0,03 бар/м.

Потери давления ΔP на влагоотделителе (участок BC) = 0,17 бар.

Потери давления ΔP на электроклапане (участок DE) = 0,33 бар.

Разность уровней жидкости = 10 м.

1) Какое давление будет при работе установки на входе в ТРВ (точка E)?

2) Есть ли опасность внезапного вскипания жидкости на участке AE?

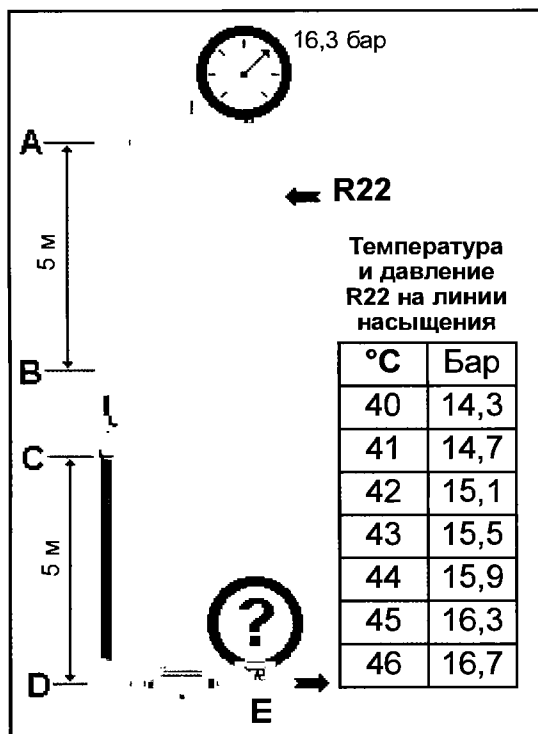


Рис. 18.8.

Решение упражнения №1

Потери давления на участке АВ + CD составляют $\Delta P = 6 \times 0,02 = 0,12$ бар (длина 6 м при перепаде 0,02 бар/м).

Потери давления на влагоотделителе 0,15 бар (1 влагоотделитель с $\Delta P = 0,15$ бар).

Потери давления на электроклапане 0,21 бар (1 электроклапан с $\Delta P = 0,21$ бар).

Стагические потери давления $\Delta P_{\text{стат.}} = 6 \times 0,12 = 0,72$ бара (разность уровней 6 м при $\Delta P = 0,12$ бар/м).

Полные потери при работе:

$$\Delta P_{\text{полн.}} = \Delta P_{\text{AB+CD}} + \Delta P_{\text{вл}} + \Delta P_{\text{эк}} + \Delta P_{\text{стат.}} = 0,12 + 0,15 + 0,21 + 0,72 = \mathbf{1,20 \text{ бар.}}$$

1) Давление в точке А = 16,3 бар (следовательно, уровень температуры конденсации 45°C).

Давление в точке Е равно давлению в точке А за вычетом полных потерь давления при работе: $P_E = P_A - \Delta P_{\text{полн.}} = 16,3 - 1,2 = 15,1$ бар.

Следовательно, давление на входе в ТРВ составляет 15,1 бар, что для R22 эквивалентно температуре 42°C.

2) Уровень температуры конденсации составляет 45°C. Чтобы избежать вскипания жидкости в жидкостной магистрали, переохлаждение жидкости должно быть **минимум 3 К**.

Однако в целях получения запаса по переохлаждению мы рекомендуем увеличить его минимальное значение на 1...2 К, то есть иметь переохлаждение на уровне 4...5 К и, следовательно, обеспечить температуру жидкости на выходе из ресивера от 40 до 41°C.

Решение упражнения №2

В этом примере, в противоположность предыдущему, испаритель расположен **ниже** конденсатора и давление столба жидкости AD (то есть $10 \times 0,12 = 1,2$ бар) **повышает** давление, устанавливающееся на входе в ТРВ (точка Е).

1) Чтобы ответить на первый вопрос, рассчитаем вначале сумму динамических потерь давления (обусловленных движением жидкости):

$$\Delta P_{\text{AB+CD}} = 10 \times 0,03 = 0,30 \text{ бар (трубопровод длиной 10 м при потерях 0,03 бар/м).}$$

$$\Delta P_{\text{вл}} + \Delta P_{\text{эк}} = 0,50 \text{ бар (0,17 + 0,33 = 0,5 бар).}$$

$$\text{Тогда } \Delta P_{\text{дин. полн.}} = 0,30 + 0,50 = \mathbf{0,80 \text{ бар.}}$$

Если жидкость неподвижна (следовательно, динамические потери давления $\Delta P_{\text{дин. полн.}}$ отсутствуют) при давлении в точке А, равном 16,3 бар, давление в точке Е будет: $P_E = P_A + \Delta P_{\text{стат.}} = 16,3 + 1,2 = 17,5$ бар.

Когда жидкость придет в движение (появится $\Delta P_{\text{дин. полн.}}$), давление в точке Е станет равным $P_{E \text{ стат.}} - P_{E \text{ дин. полн.}}$, то есть $17,5 - 0,8 = 16,7$ бар.

2) При работе установки давление жидкости в ресивере будет равно 16,3 бар, а на входе в ТРВ 16,7 бар (то есть **выше, чем в ресивере**), следовательно, *даже при очень небольшом переохлаждении никакой опасности внезапного вскипания жидкости в трубопроводе на участке АЕ не существует.*

19. ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ХЛАДАГЕНТА

19.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

В этом разделе *преждевременным дросселированием хладагента* мы будем называть все неисправности, способные вызывать паразитное дросселирование хладагента в жидкостной магистрали *не доходя до ТРВ*.

Чтобы проанализировать проявления этой неисправности в холодильном контуре мы возьмем в качестве примера преждевременное дросселирование хладагента, не связанное с его внезапным вскипанием в жидкостной линии (это явление мы рассматривали в предыдущем разделе), а обусловленное частичным засорением фильтра-осушителя (что бывает более часто).

А) Проявления на жидкостной магистрали

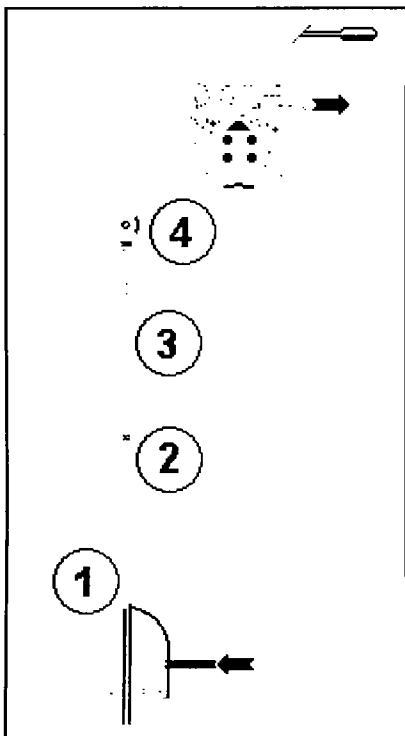


Рис. 19.1.

Нормально переохлажденная жидкость (см. рис. 19.1) покидает ресивер (*точка 1*) и подходит к влагоотделителю (*точка 2*).

В связи с частичной закупоркой фильтра гидравлическое сопротивление фильтра-осушителя резко возросло (в пределе, при полной закупорке фильтра, сопротивление может оказаться столь значительным, что ни одна молекула жидкости не пройдет через фильтр).

Это сопротивление прохождению жидкости приводит к падению давления, причем, чем больше величина закупорки, тем больше падает давление.

Падение давления, обусловленное закупоркой фильтра-осушителя, полностью сопоставимо с процессом дросселирования, происходящим при прохождении жидкости через ТРВ, откуда эта неисправность и получила название преждевременного дросселирования.

Поскольку фильтр-осушитель стал выполнять функции ТРВ, температура на выходе из него резко падает (*точка 3*) и тогда между *точками 2 и 3* легко можно выявить наличие температурного перепада $\Delta\theta$.

При этом, точно также как и на выходе из ТРВ, на выходе из влагоотделителя появляется парожидкостная смесь, состоящая из жидкого хладагента и его насыщенных паров, начинается обильное кипение жидкого хладагента, хорошо наблюдаемое в смотровом стекле (*точка 4*).



ВНИМАНИЕ! Несмотря на то, что в смотровом стекле наблюдается обильное кипение, это абсолютно не значит, что в контуре имеет место нехватка хладагента!

ПРИМЕЧАНИЕ. Если смотровое стекло расположено ниже по потоку от фильтра-осушителя, никакого кипения в нем наблюдаться не будет.

Б) Проявления в системе ТРВ/испаритель

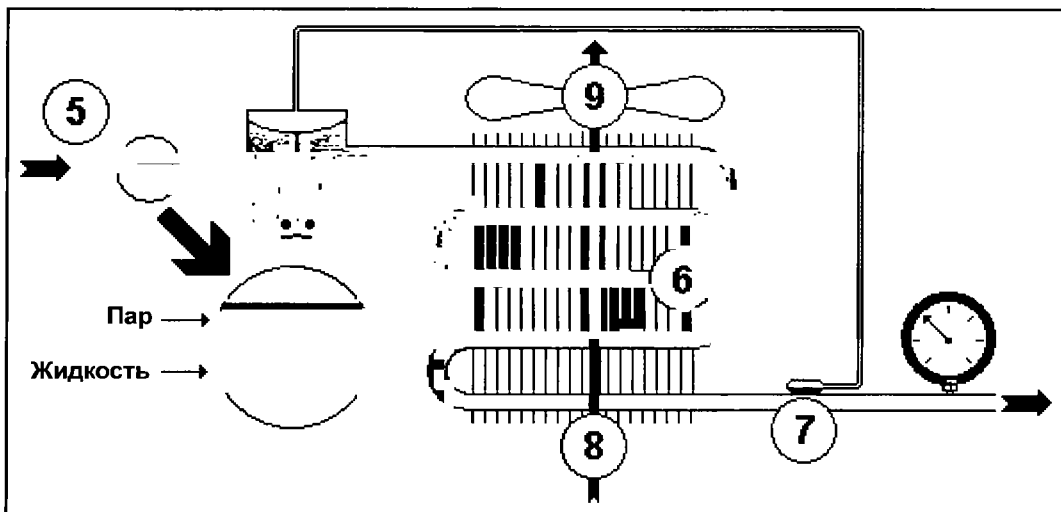


Рис. 19.2.

Поскольку при преждевременном дросселировании, вызванном частичной закупоркой фильтра-осушителя, на выходе из последнего мы вместо чистой жидкости получаем парожидкостную смесь, то эта смесь и поступает на вход в ТРВ (см. *точку 5* на рис. 19.2).

В связи с нехваткой жидкости на входе в ТРВ, ее не хватает и на выходе из него. В результате заполнение испарителя неудовлетворительное и последняя капля жидкости выкипает в нем слишком рано (*точка 6*).

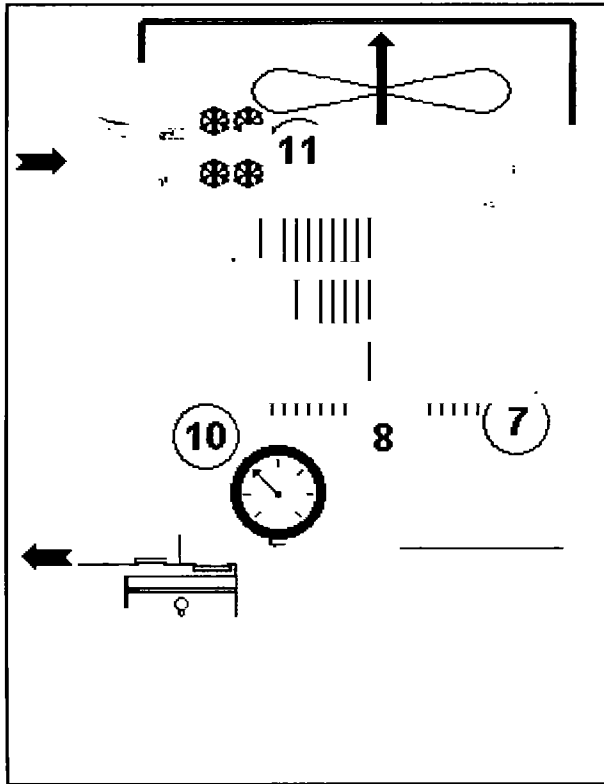
Как следствие, образовавшиеся пары остаются в испарителе в течение более длительного периода времени, а размеры зоны, занятой парами и предназначенной для обеспечения перегрева паров, существенно возрастают.

Поэтому температура термобаллона (*точка 7*) становится аномально высокой (*в пределе, температура во всасывающей магистрали может почти сравняться с температурой окружающей среды*).

Плохое заполнение испарителя жидким хладагентом приводит также к падению холодопроизводительности. В результате температура в охлаждаемом помещении растет и клиент обращается к ремонтнику, так как "*стало слишком жарко*".

Одновременно, рост температуры в охлаждаемом объеме приводит к повышению температуры воздуха на входе в испаритель (*точка 8*).

Поскольку воздух на входе в испаритель стал слишком теплым, а холодопроизводительность упала, температура воздушной струи на выходе из испарителя будет также высокой и перепад температур воздуха $\Delta\theta$ упадет (*точка 9*).

В) Проявления в системе испаритель / компрессор**Рис. 19.3.**

Каждый килограмм жидкости, который проходит через испаритель, выкипая, поглощает тепло и образует определенное количество пара.

Поскольку заполнение испарителя недостаточное, произведенное в нем количество пара небольшое.

В то же время, компрессор рассчитан на всасывание гораздо большего количества пара, чем производит испаритель. В результате *давление на входе в компрессор сильно падает (см. точку 10 на рис. 19.3).*

Ввиду того, что НД имеет склонность к падению и одновременно с этим растет температура воздуха на входе в испаритель (*точка 8*), *полный перепад температур $\Delta t_{полн}$ на испарителе становится аномально высоким.*

Кроме того, из-за падения давления кипения падает и температура кипения, следуя соотношению между температурой и давлением насыщенного пара для данного хладагента.

Исходя из того, что одновременно с этим повышается температура термобаллона (*точка 7*), перегрев (разность между температурой термобаллона и температурой кипения) *обязательно будет очень высоким.*



Внимание! *Попытка вручную (с помощью регулировочного винта) открыть ТРВ абсолютно бесполезна и не позволит поднять давление кипения, а лишь приведет к полному нарушению регулировки!*

Заметим, что при высоком перегреве ТРВ открывается по максимуму. Если при этом количество жидкости, которое проходит через ТРВ, остается явно недостаточным, единственной причиной этого может быть только закупорка влагоотделителя, препятствующего прохождению жидкости.

Если речь идет о кондиционере, то температура кипения в нем при нормальной работе всегда чуть выше 0°C. Поскольку преждевременное дросселирование приводит к падению давления кипения, температура кипения вполне может стать отрицательной и в результате на трубопроводе, выходящем из ТРВ, будет осаждаться иней (*точка 11*).

Г) Проявления в системе компрессор/конденсатор

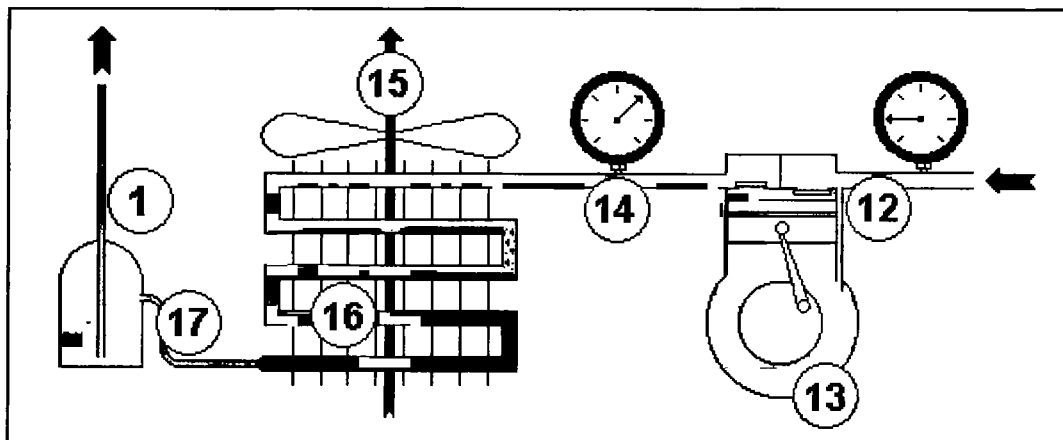


Рис. 19.4.

Поскольку перегрев очень высокий и температура термобаллона возрастает, растет также и температура пара на входе в компрессор.

Так как охлаждение двигателя герметичных и бессальниковых компрессоров осуществляется с помощью всасываемых паров, температура которых выросла, неизбежно ухудшается охлаждение двигателя.

Как следствие, корпус компрессора в зоне вентиля всасывания (см. точку 12 на рис. 19.4) становится горячим (вместо того, чтобы быть чуть теплым), а нижняя часть картера (в зоне, где находится масло) будет чрезвычайно горячей (точка 13).

Таким образом, вследствие большого перегрева всасываемых паров, весь компрессор будет аномально горячим.

Отметим, что из-за повышения температуры всасываемых паров температура нагнетания компрессора (точка 14) также вырастет.

Более того, мы видели, что поглощаемое испарителем количество тепла упало, однако размеры конденсатора определялись исходя из того количества тепла, которое он должен отдавать при номинальном режиме работы установки.

Следовательно, конденсатор с воздушным охлаждением становится переразмеренным сразу же, как только упадет давление кипения.

Если используемый в установке способ регулирования давления конденсации не позволяет менять расход воздуха через конденсатор, перепад температуры воздуха в конденсаторе $\Delta\theta$ становится ниже номинального и на выходе из конденсатора (точка 15) температура воздуха упадет.

Из-за того, что расход жидкости через испаритель падает, неиспользуемая часть жидкости будет оставаться в ресивере и в конденсаторе.

Поскольку одновременно конденсатор оказывается переразмеренным, этот избыток жидкости будет гораздо лучше охлаждаться и, в соответствии с соотношением между давлением и температурой, давление конденсации будет снижаться настолько, насколько это допускает тип его регулирования, принятый в данной установке.

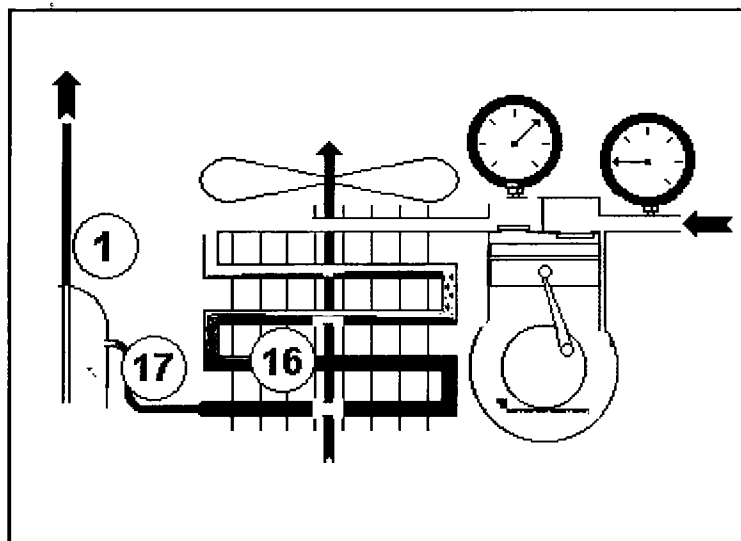


Рис. 19.5.

Наконец, из-за того, что конденсатор переразмерен, последняя молекула пара обязательно сконденсируется гораздо раньше (см. точку 16 на рис. 19.5), что приведет к увеличению размеров зоны переохлаждения конденсатора по сравнению с обычной.

В результате переохлаждения, измеренное на выходе из конденсатора (точка 16) или на выходе из ресивера (точка 1), будет вполне нормальным, или даже повышенным.



ВНИМАНИЕ! НЕ ПУТАЙТЕ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЕ С НИЗКОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТЬЮ ТРВ.

(Неисправность, связанная с низкой пропускной способностью ТРВ, рассматривается в разделе 14 “Слишком слабый ТРВ”).

Важное напоминание: не путайте такие понятия как переохлаждение и температура жидкостной магистрали.



Жидкостная линия с температурой 45°C может иметь превосходное переохлаждение 7 К, если температура конденсации равна 52°C. В то же время, жидкостная линия с температурой 35°C считается плохо переохлажденной (2 К), если температура конденсации равна 37°C!

19.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

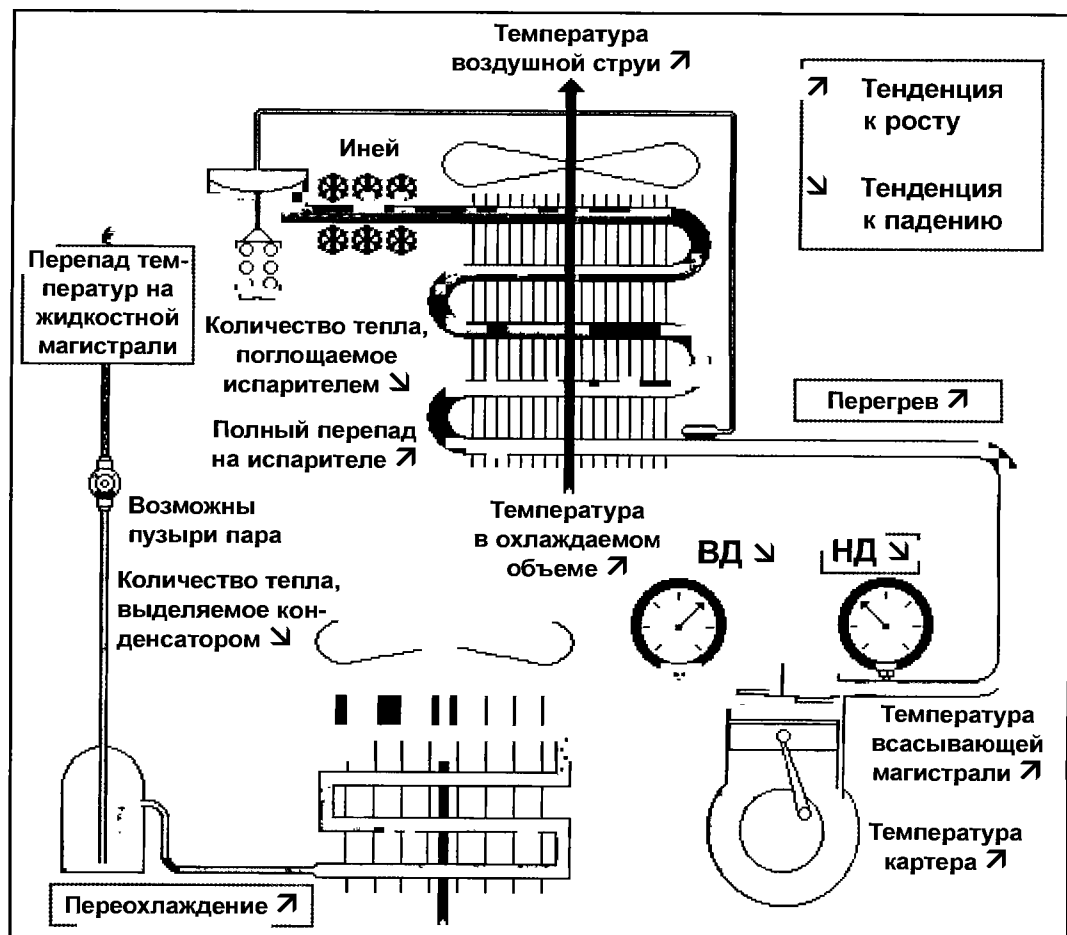


Рис. 19.6.

Внимание! В кондиционерах может сложиться ситуация, когда одна и та же величина давления кипения в одном случае будет считаться пониженной, а в другом – нормальной. Например, при температуре воздуха на входе в испаритель 25°C давление кипения, соответствующее температуре кипения 0°C будет считаться пониженным (полный напор на испарителе $\Delta\theta_{\text{полн}} = 25 - 0 = 25 \text{ K}$), а при температуре воздуха на входе в испаритель 18°C эта же величина давления кипения будет нормальной (полный напор $\Delta\theta_{\text{полн}} = 18 - 0 = 18^{\circ}\text{C}$). При необходимости посмотрите раздел 7.

Для оценки переохлаждения и перегрева при использовании:

- ▶ Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.
- ▶ R407C см. раздел 102.2.
- ▶ R410A см. раздел 102.3.

19.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ



Рис. 19.7.

Если перегрев повышен, это обязательно указывает на нехватку жидкости в испарителе.

Если переохлаждение в норме, значит конденсатор заполнен жидкостью.

Если в конденсаторе есть жидкость, почему она не поступает в испаритель?

Либо поступлению жидкости препятствует ТРВ, либо на жидкостной линии имеется какая-то закупорка.

Однако, если на жидкостной линии есть закупорка, обязательно должен быть и перепад температур.



Охладители жидкости см. в разделе 87.

19.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

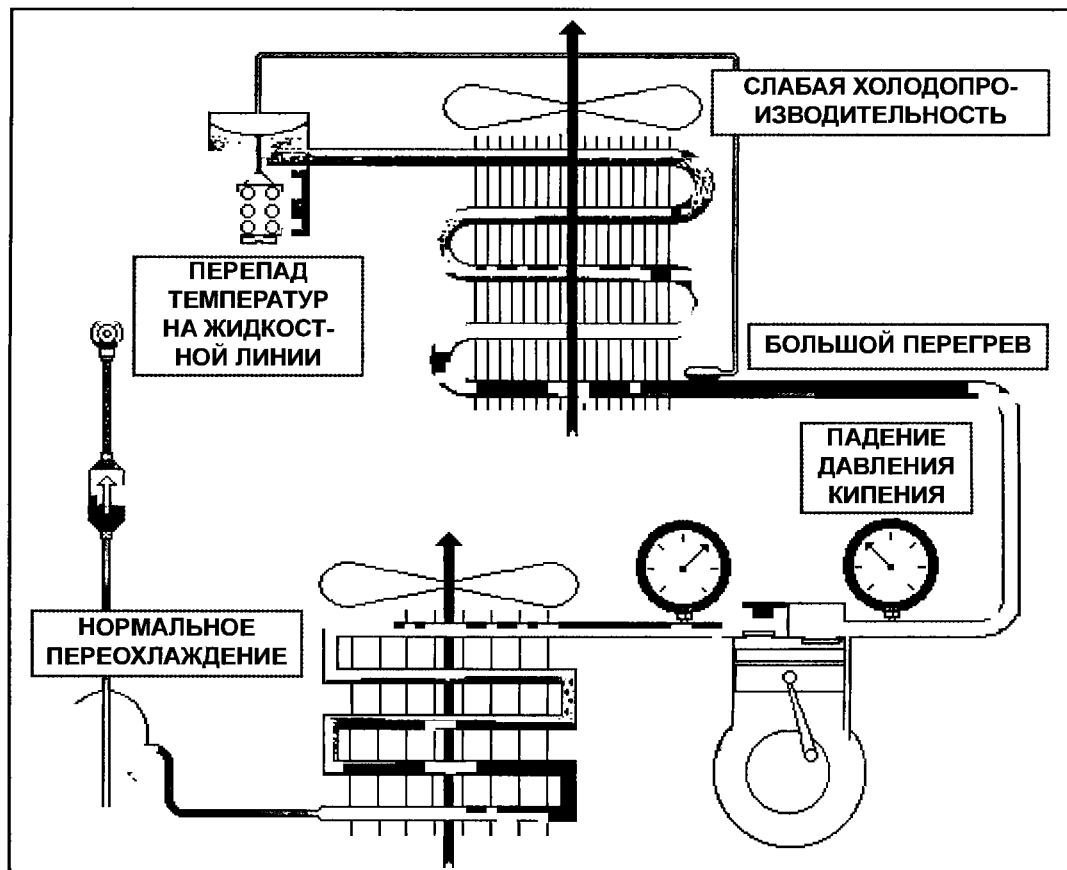


Рис. 19.8.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим показания манометра...

О! Давление кипения упало... Что же могло произойти?..

Низкий расход воздуха через испаритель?.. Нет, перегрев огромный...

Нехватка хладагента?.. Невозможно, ведь переохлаждение в норме...

Может быть слишком слабый ТРВ?.. Посмотрим жидкостную линию...

Э, да на ней аномальный перепад температур... Тогда это ни что иное, как...

ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЕ!

19.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОГО ДРОССЕЛИРОВАНИЯ

Преждевременное (паразитное) дросселирование хладагента в жидкостной магистрали может быть вызвано большим количеством дефектов, дающих одни и те же симптомы. Среди этих дефектов укажем на наиболее часто встречающиеся.

Забит фильтр-осушитель

В этом случае наиболее часто речь идет о закупорке, вызванной накоплением на фильтре загрязнений (частицы влагопоглощающего материала, другие различные частицы, окалина, припой или остатки флюса, грязь...).

Этот дефект указывает на то, что холодильный контур очень загрязнен (и, следовательно, на многочисленные оплошности, допущенные обслуживающим персоналом, особенно при монтаже или непрерывных ремонтах).

Поэтому ремонтник не должен ограничиваться только заменой фильтра-осушителя, а обязан также провести проверку содержания кислоты в масле компрессора.



В случае, если проверка показывает наличие кислоты, он должен принять все необходимые меры для очистки контура, при отсутствии которых компрессор (герметичный или бессальниковый) подвергается опасности очень быстро выйти из строя.

В любом случае из соображений безопасности будет целесообразно заменить загрязненный фильтр-осушитель на модель, имеющую ту же пропускную способность, но дополнительно выполняющую функции антикислотного фильтра.

Выходной вентиль жидкостного ресивера частично закрыт

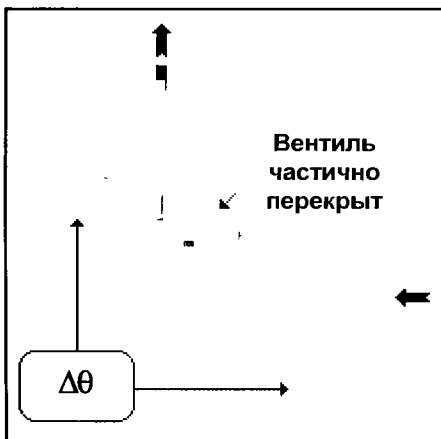


Рис. 19.9.

Вентиль жидкостного ресивера, расположенный на выходе из него, должен быть полностью открыт таким образом, чтобы обеспечить минимально возможное сопротивление движению жидкости (и, следовательно, минимально возможные потери на нем).

Если вентиль случайно оказался частично перекрыт (как правило, вследствие ошибочного действия или по забывчивости), то дополнительно к общим признакам, изученным выше, между входом жидкости в ресивер и выходом из вентиля (см. рис. 19.9) наблюдается перепад температур.

Еще раз необходимо подчеркнуть, что при этом ремонтник должен не дать обмануть себя превосходным значением переохлаждения на выходе из ресивера и не должен поспешно (и ошибочно) делать вывод о низкой пропускной способности ТРВ.

Плохо открывается электромагнитный клапан на жидкостной магистрали

Напомним, что электромагнитный клапан, устанавливаемый на жидкостной магистрали и срабатывающий по команде автоматически, предназначен для ограничения или исключения, в случае необходимости, паразитного перетекания жидкости в корпус компрессора при каждой остановке холодильного агрегата, герметично перекрывая жидкостную линию (см. раздел 29 “Остановка холодильных компрессоров”).

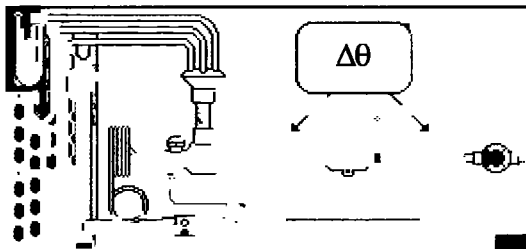


Рис. 19.10.

Если электромагнитный клапан открывается плохо (заедает сердечник, в результате чего он блокируется или плохо скользит; проходное сечение забито посторонними частицами; периодически нарушается электрическая цепь обмотки клапана; не полностью вытягивается шток клапана...), то потери давления на клапане резко возрастают (см. рис. 19.10).

В этот момент клапан начинает работать как маленький ТРВ, вызывая преждевременное дросселирование хладагента.



Принимая во внимание то, что преждевременное дросселирование всегда сопровождается заметным понижением температуры, в этот момент можно зафиксировать аномально высокий перепад температур между входом и выходом клапана.

Неправильно подобраны отдельные элементы холодильного контура, устанавливаемые на жидкостной линии

Различные элементы холодильного контура, устанавливаемые на жидкостной магистрали (фильтр-осушитель, ручные вентили, переохладитель, смотровое стекло, электромагнитный клапан...), должны быть подобраны таким образом, чтобы потери давления на них были минимально возможными.

Дополнительные потери давления в жидкостной магистрали, вызванные ошибками при выборе этих деталей (недостаточная пропускная способность) или их некачественным монтажом (например, несоответствие направления, указанного на корпусе детали, направлению течения жидкости), могут оказаться достаточными, чтобы вызвать преждевременное дросселирование, которое легко обнаруживается появлением аномального перепада температур между входом и выходом ошибочно установленного элемента.

В этом случае необходимо обеспечить соответствие монтажа этого элемента конструкторской документации, удостовериться в его нормальной работе, а при необходимости подобрать элемент нужных размеров.

Слишком малый диаметр проходного сечения жидкостной магистрали

Особенно внимательно нужно подбирать диаметр жидкостной магистрали, если ее протяженность достаточно велика или испаритель расположен выше, чем конденсатор. Слишком малый диаметр проходного сечения жидкостной магистрали неизбежно приводит к вскипанию хладагента.

Испаритель расположен выше жидкостного ресивера с большим перепадом уровней

В установках, где конденсатор с воздушным охлаждением находится на значительном удалении от испарителя, слишком малый диаметр проходного сечения жидкостной магистрали (особенно, если на ней установлено много дополнительных элементов) может привести к потерям давления, достаточным для возникновения явления преждевременного дросселирования.

Та же самая проблема возникает, когда испаритель расположен выше ресивера с относительно большим перепадом уровней (*эти два случая детально изучались в разделе 18 "Проблема внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали"*).



Для решения этой проблемы нужно либо повысить переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора, либо снизить потери давления в жидкостной магистрали.

Напомним, что во всех случаях внезапного вскипания хладагента абсолютно необходимо обеспечить величину переохлаждения жидкости выше, чем потери давления в жидкостной магистрали, эквивалентные соответствующему перепаду температур, выраженному в Кельвинах.

Жидкостная магистраль проходит через сильно нагретый участок

Этот вариант может иметь место в установках с конденсатором воздушного охлаждения, когда жидкостная магистраль связывает конденсатор, расположенный снаружи, с испарителем, расположенным внутри помещения или холодильной камеры.

В этом случае часть жидкостной магистрали находится вне помещения и может сильно нагреваться либо в результате солнечного излучения (температура на солнце может легко превысить 50°C), либо проходя вблизи какого-нибудь источника тепла (обогреватели, технические устройства, различные источники, расположенные непосредственно под крышами домов...).

Этот подогрев жидкостной магистрали в результате контакта с окружающим воздухом может вызвать довольно значительное повышение температуры жидкости и, следовательно, снижение переохлаждения, тем самым серьезно повысив опасность преждевременного дросселирования.

В этом случае жидкостную магистраль следует теплоизолировать на всех участках, где в то или иное время года температура окружающей среды может становиться очень высокой.



Рис. 19.11.

20. СЛИШКОМ СЛАБЫЙ ИСПАРИТЕЛЬ

20.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

В настоящем разделе мы условимся под неисправностью “слишком слабый испаритель” понимать любую неисправность, приводящую к аномальному снижению холодопроизводительности по вине самого испарителя.

Чтобы проанализировать проявления этого семейства неисправностей в различных участках холодильного контура, в качестве примера мы будем рассматривать испаритель, ребрение которого сильно загрязнено.

А) Проявления в системе ТРВ/испаритель

Каждый килограмм воздуха, проходящего через испаритель, вызывает выкипание некоторого количества хладагента, передавая ему свое тепло.

Поскольку ребра испарителя загрязнены, теплообмен между воздухом и хладагентом существенно снижен. Как следствие, воздух будет хуже охлаждаться и количество выкипевшего хладагента сильно упадет.

Ввиду того, что охлаждение воздуха сильно ухудшается, температура охлаждаемого помещения (или холодильной камеры) возрастет, что явится причиной обращения клиента к ремонтнику, поскольку “стало слишком тепло”.

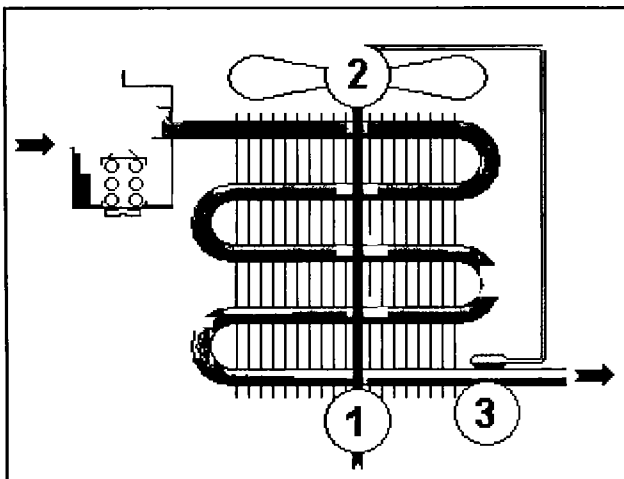


Рис. 20.1.

Поскольку температура в охлаждаемом помещении слишком выросла, выросла также и температура воздуха на входе в испаритель (см. точку 1 на рис. 20.1).

Более того, из-за ухудшения обмена между воздухом и хладагентом повысилась и температура воздушной струи на выходе из испарителя (точка 2).

Так как количество хладагента, которое способно выкипеть в испарителе, сильно упало, все начнет происходить так, как если бы пропускная способность ТРВ резко возросла.

Эта относительная переразмеренность ТРВ может вызывать пульсации давления, сопровождаемые периодическими гидроударами (точка 3), так же, как при сильном уменьшении расхода воздуха через испаритель.

Б) Проявления в системе испаритель / компрессор

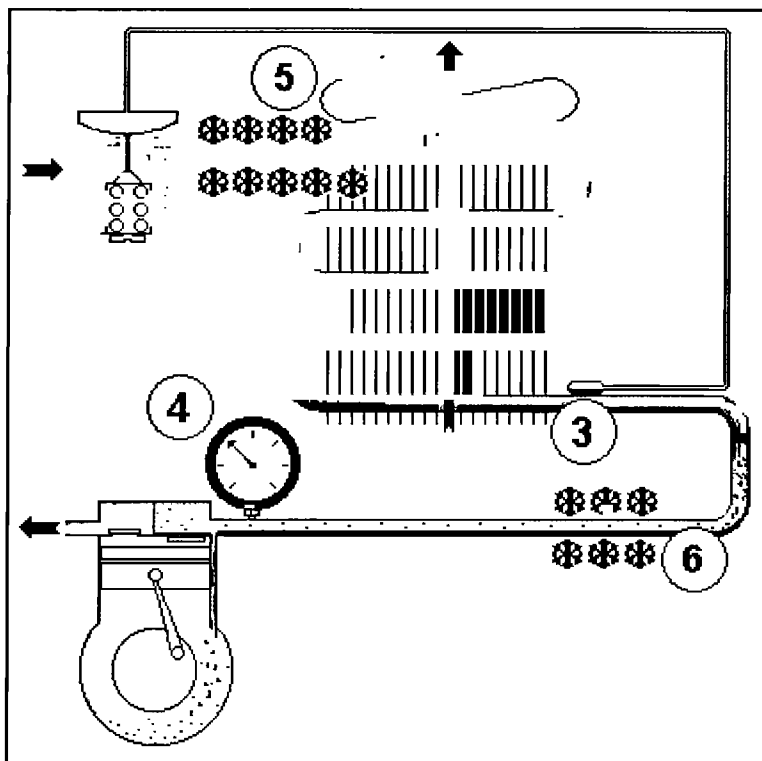


Рис. 20.2.

Ввиду плохого теплообмена между воздухом и хладагентом количество пара, образующегося в испарителе, уменьшается.

Так как испаритель производит меньше пара, чем способен перекачать компрессор, сильно падает давление кипения.

Если потеря холодопроизводительности испарителя достаточно велика, переразмерность ТРВ может привести к периодическим гидроударам (точка 3 на рис 20.2), сопровождаемым значительными пульсациями давления всасывания (точка 4).

Заметим, что рост температуры воздуха на входе в испаритель сопровождается падением давления кипения. Как следствие, полный перепад температур на испарителе $\Delta t_{полн}$ очень сильно возрастает.

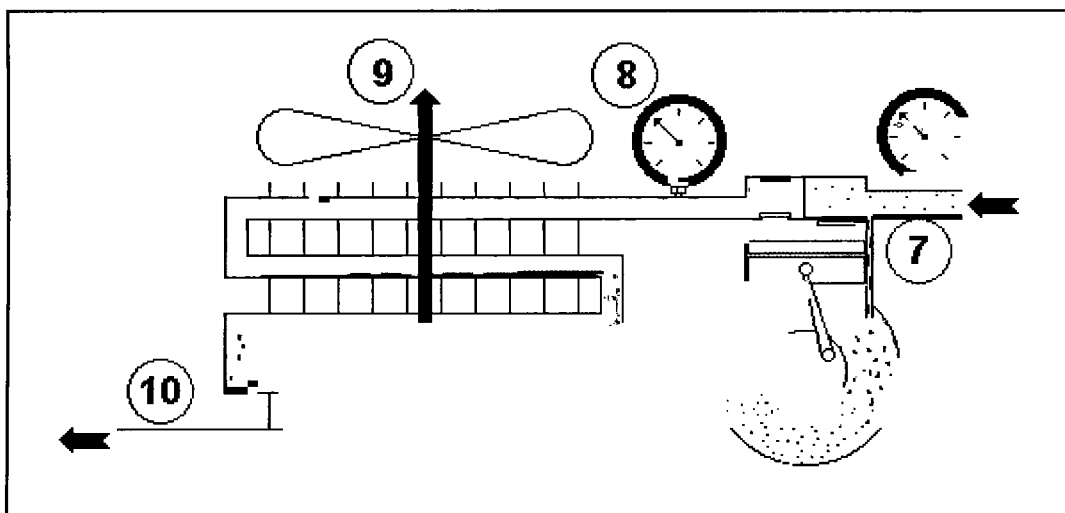
В кондиционерах температура кипения всегда должна оставаться выше 0°C . Однако, если испаритель слишком слабый, давление на выходе из него падает и температура кипения может стать отрицательной, что приведет к образованию инея на входе в испаритель (точка 5).

Но снежная шуба, оседающая на испарителе, начинает работать как теплоизоляция, ее накопление будет способствовать еще большему снижению холодопроизводительности, что приведет к дальнейшему падению давления кипения и увеличению процесса обмерзания испарителя (и так далее...).

В результате весь испаритель может покрыться снежной шубой, а в некоторых, особо тяжелых случаях, иней может появиться и на всасывающей магистрали (точка 6).



Основным признаком неисправностей, обусловленных слишком слабым испарителем, который сразу и однозначно позволяет диагностировать эту неисправность, является сильное падение давления кипения, сопровождаемое слабым перегревом.

В) Проявления в системе компрессор/конденсатор**Рис. 20.3.**

В связи с тем, что ТРВ является переразмеренным по отношению к испарителю, периодически возможно поступление частиц жидкости в компрессор. В результате температура вентилля всасывания компрессора (*точка 7 на рис. 20.3*) может понижаться.

Мы видим, что холодопроизводительность стала аномально низкой. Таким образом, конденсатор также стал как бы переразмеренным, поскольку он был рассчитан на теплоотдачу, соответствующую номинальным условиям работы. *Следовательно, все симптомы будут указывать на переразмеренность конденсатора!*

В связи с этим давление конденсации (*точка 8*) будет иметь тенденцию к снижению (в соответствии с используемым типом регулировки ВД).

Заметим, что если используемый в установке способ регулирования давления конденсации не позволяет менять расход воздуха через конденсатор, перепад температур воздуха будет гораздо ниже, чем при нормальных условиях работы, и температура воздуха на выходе из конденсатора (*точка 9*) также понизится.

Поскольку холодопроизводительность упала, массовый расход хладагента также упал и, следовательно, скорость потока жидкости во всех трубопроводах уменьшилась.

Как следствие, упала скорость жидкого хладагента, который циркулирует в нижней части конденсатора, в результате чего этот хладагент в течение более длительного отрезка времени контактирует с воздухом, что благоприятствует процессу переохлаждения хладагента (в добавок к тому, что конденсатор и так является переразмеренным).

В результате переохлаждение жидкости на выходе из конденсатора (*точка 10*) будет вполне нормальным и, по всей видимости, даже хорошим.



Неисправность типа “слишком слабый испаритель” очень легко распознается, потому что это единственная неисправность, при которой падает давление кипения и одновременно снижается перегрев.

Г) Две разновидности неисправности, обусловленной слишком слабой производительностью испарителя

Эта неисправность подразделяется на две различных категории, которые отличаются величиной перепада температур воздуха на входе и выходе из испарителя.

Низкий расход воздуха через испаритель

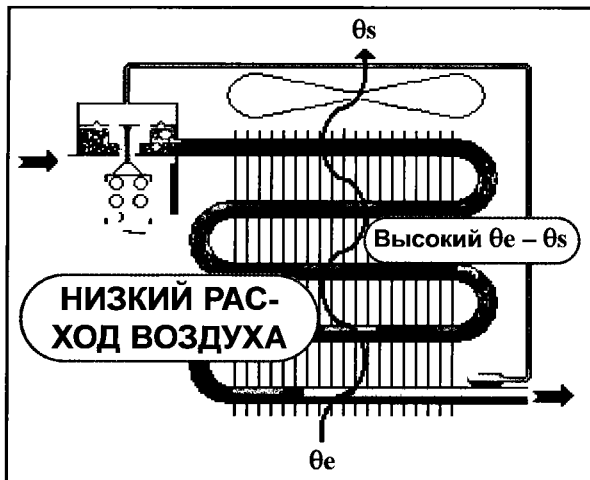


Рис. 20.4.

Если дефицит холодопроизводительности вызван недостатком расхода воздуха через испаритель, скорость каждой молекулы воздуха, пересекающей испаритель, понижена. Одновременно понижена и температура поверхности охлаждения, поскольку температура кипения хладагента (то есть давление кипения) упала.

При *низкой* скорости прохождения воздуха через испаритель время контакта воздуха с охлаждающей поверхностью *возрастает*, а мы помним, что ее температура ниже нормальной.

В результате воздух охлаждается очень хорошо и его температура (θ_s) на выходе из испарителя становится более низкой.

Таким образом, при недостаточном расходе воздуха через испаритель перепад температур воздуха на входе в испаритель и на выходе из него $\Delta\theta_{\text{возд}} = \theta_e - \theta_s$ становится аномально высоким (см. рис. 20.4).

Загрязненный испаритель

Если испаритель загрязнен снаружи, теплообмен между воздухом и хладагентом ухудшается, так как грязь становится как бы теплоизоляцией.

В результате воздух, проходящий через испаритель, охлаждается плохо и его температура на выходе из испарителя (θ_s) повышается.

Ухудшение охлаждения воздуха на выходе из испарителя приводит к тому, что перепад температур воздуха на входе в испаритель и на выходе из него $\Delta\theta_{\text{возд}} = \theta_e - \theta_s$ становится аномально низким (см. рис. 20.5). Это и отличает неисправность, связанную с недостаточным расходом воздуха через испаритель, от случая, когда испаритель загрязнен снаружи.

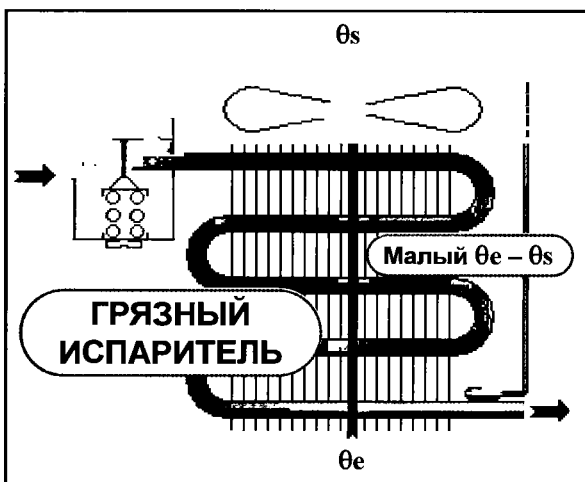


Рис. 20.5.

20.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

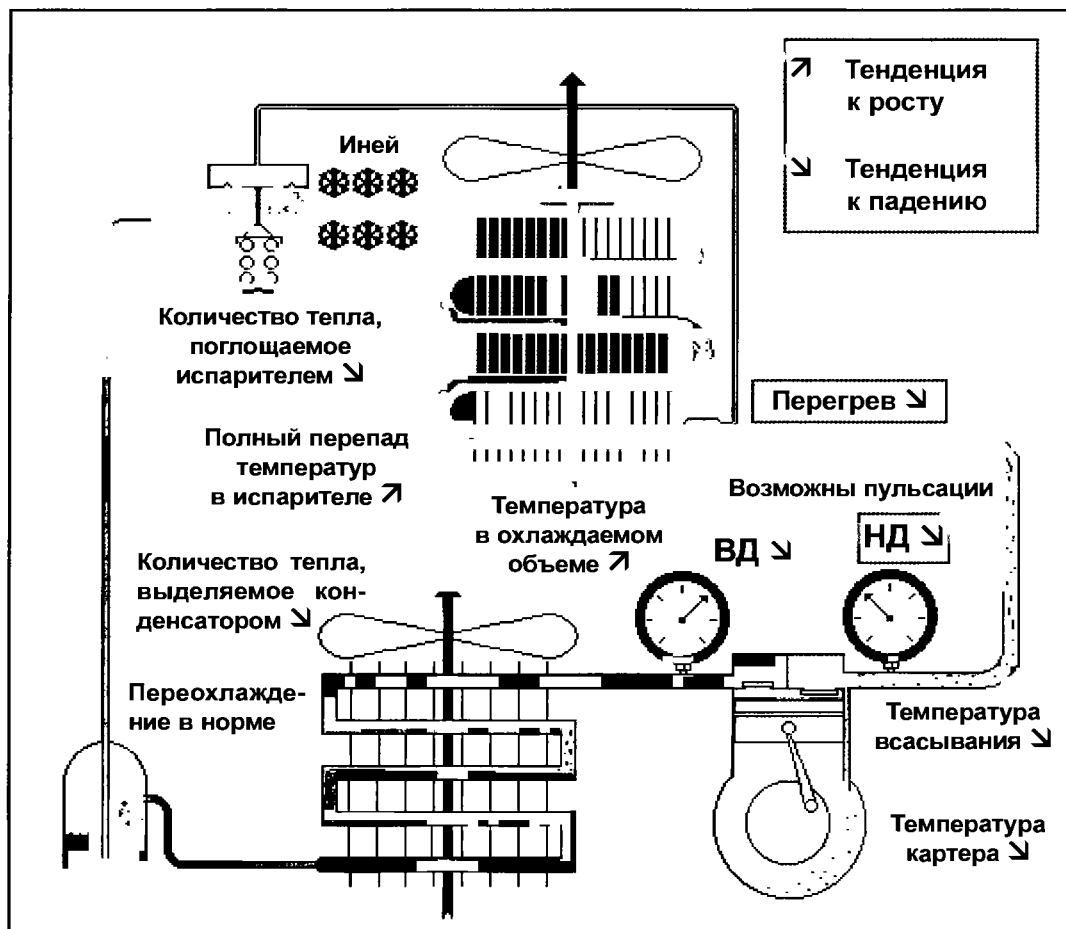


Рис. 20.6.

Внимание! Для кондиционеров, например, считается, что при температуре воздуха на входе в испаритель 25°C температура кипения 0°C является пониженной, однако точно такая же температура кипения 0°C будет нормальной, если температура воздуха на входе в испаритель равна 18°C (в первом случае мы имеем величину температурного напора на входе в испаритель $\Delta\theta_{\text{в}} = 25 - 0 = 25 \text{ K}$, а во втором $\Delta\theta_{\text{в}} = 18 - 0 = 18 \text{ K}$). Более подробно см. раздел 7.

Для оценки переохлаждения и перегрева при использовании:

- ▶ Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.
- ▶ R407C см. раздел 102.2.
- ▶ R410A см. раздел 102.3.

20.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

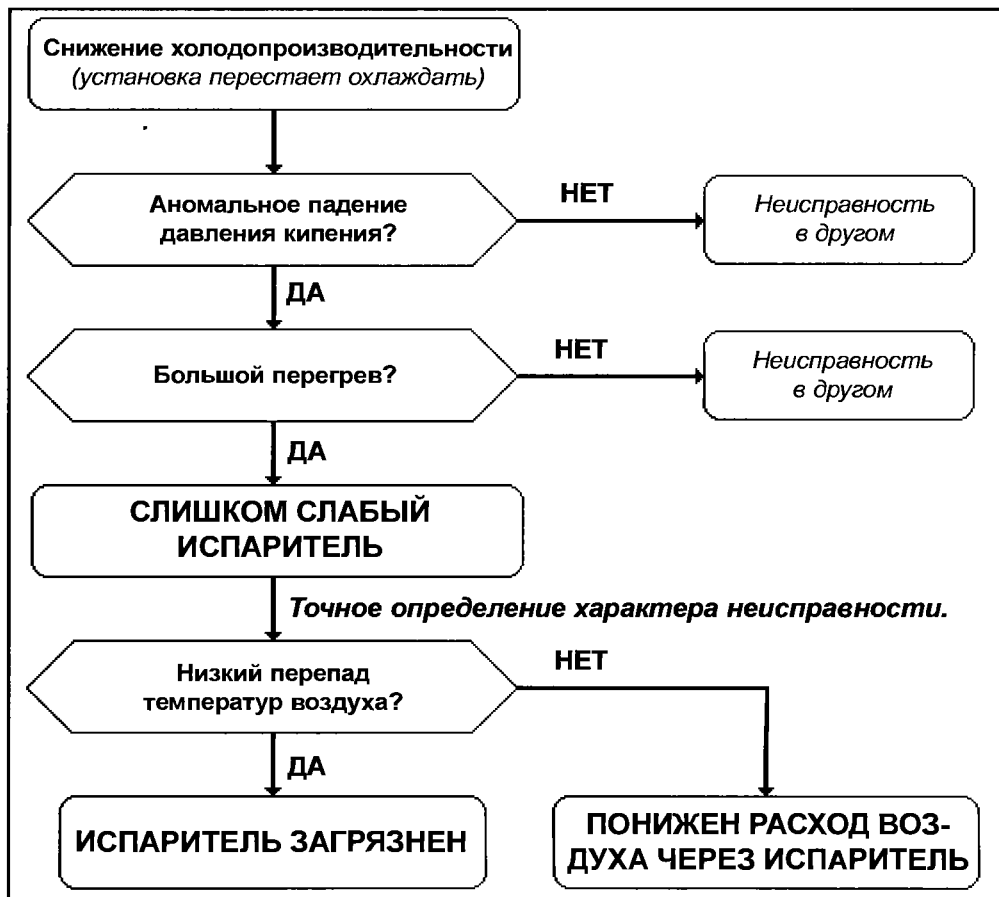


Рис. 20.7.

✘ Неисправность типа “слишком слабый испаритель” и, как следствие, аномальное падение давления кипения наиболее легко выявляется, поскольку это единственная неисправность, при которой одновременно с аномальным падением давления кипения реализуется нормальный или слегка пониженный перегрев.

ℹ Для охладителей жидкости неисправность типа “низкий расход охлаждаемой воды” см. в разделе 85, неисправность типа “слишком слабый испаритель” см. в разделе 87.3.

20.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

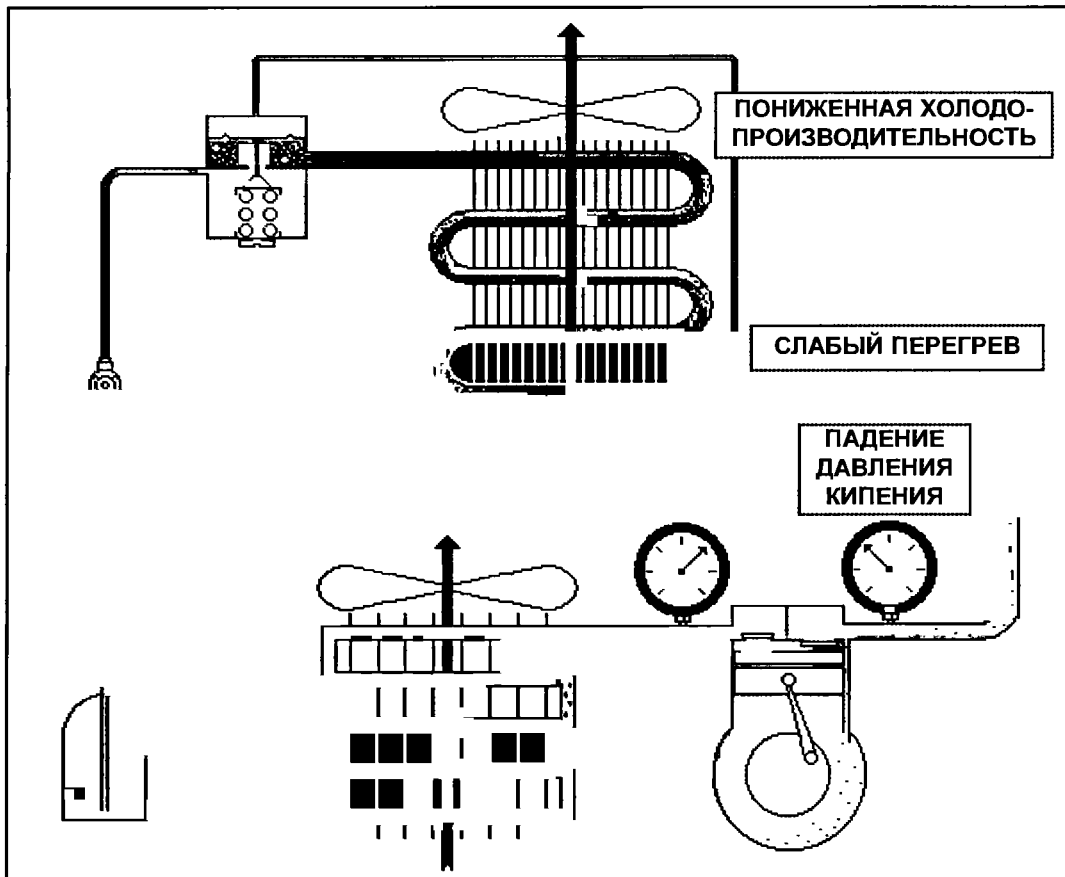
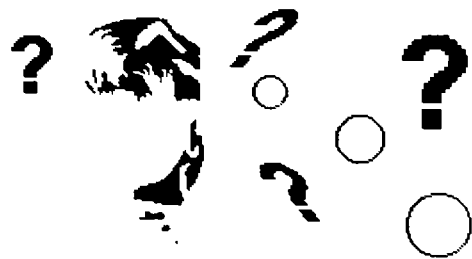


Рис. 20.8.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим на манометры...

О! Давление кипения упало... И перегрев тоже...

Это ни что иное, как...

СЛИШКОМ СЛАБЫЙ ИСПАРИТЕЛЬ...

Измерим перепад температур воздуха, проходящего через испаритель...

Если перепад низкий, значит **ИСПАРИТЕЛЬ ЗАГРЯЗНЕН...**

В противном случае **РАСХОД ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ИСПАРИТЕЛЬ НЕДОСТАТОЧЕН.**

20.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Напомним, что неисправность типа “слишком слабый испаритель” подразделяется на две категории: *недостаточный расход воздуха через испаритель* (большой перепад температур по воздуху) и *грязный испаритель* (малый перепад температур воздуха).



ПРИМЕЧАНИЕ. *Незначительное загрязнение теплообменных ребер испарителя может очень сильно снизить его холодопроизводительность, не оказывая заметного влияния на величину расхода воздуха.*

Неисправность типа “слишком слабый испаритель” охватывает очень много разнообразных дефектов, которые приводят к появлению одних и тех же признаков, различаясь главным образом по величине перепада температуры воздуха на входе в испаритель и на выходе из него. *Отметим некоторые из этих дефектов.*

1. Загрязнены трубки и теплообменные ребра испарителя

Опасность появления этого дефекта главным образом возникает в установках, которые плохо обслуживаются. Типичным примером такой установки является кондиционер, в котором *отсутствует воздушный фильтр* на входе в испаритель.

При нормальной работе, конденсирующаяся влага, содержащаяся в охлаждаемом воздухе, растекается почти равномерно по ребрам и трубкам испарителя.

Если воздушный фильтр не задерживает посторонние частицы, содержащиеся в воздухе, эти частицы могут прилипать к влажной поверхности деталей испарителя. С течением времени они образуют нечто вроде накипи, которая ведет себя как теплоизоляция и затрудняет теплообмен между хладагентом и воздухом.

Следует помнить, что загрязнение испарителя может происходить, даже если установка оборудована воздушным фильтром, в том случае, когда воздух, проходящий через испаритель, содержит большое количество сигаретного дыма (например, в ночных кафе).

В этом случае газообразный никотин и смолы, образующиеся при сгорании сигарет, без труда проникают через воздушный фильтр, приспособленный только для улавливания твердых частиц и не задерживающий газы. Сигаретный дым, конденсируясь, образует некое подобие *желтоватого ила с неприятным запахом.*

Этот конденсат, смешиваясь с парами воды, содержащимися в воздухе, равномерно распределяется *по наружной поверхности ребер и трубок* испарителя и нарастает слой за слоем, также образуя теплоизолирующую корку на поверхности испарителя.

Таким образом, загрязнение испарителя вызывается пылью или конденсатом сигаретного дыма, в результате чего мы будем иметь симптомы грязного испарителя и, следовательно, низкий температурный перепад в потоке воздуха.

В кондиционерах, когда поток воздуха, проходящий через испаритель, плохо профильтрован, частицы пыли увлекаются “вглубь” ребер потоком воздуха.

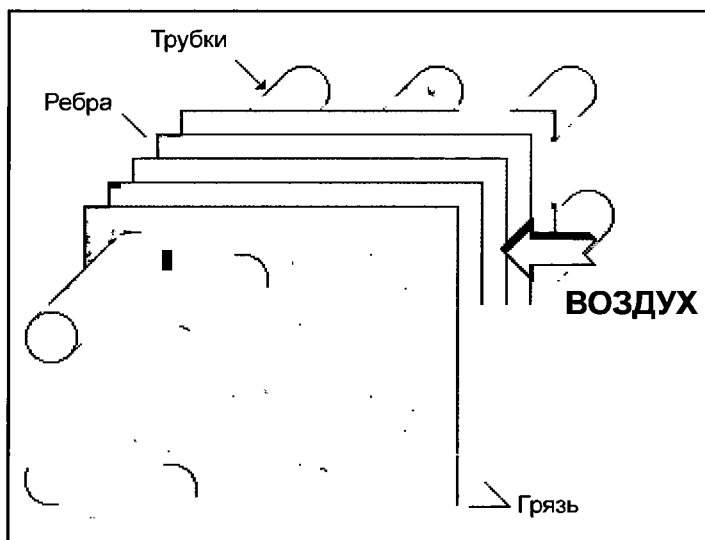


Рис. 20.9.

Поэтому загрязнение ребер может быть иногда более сильным внутри или на выходе из испарителя (см. рис. 20.9).

Следовательно, чтобы точно оценить степень чистоты испарителя нужно осмотреть его с двух сторон (на входе и на выходе воздушной струи), освещая ребра электролампой.

При чистке испарителя иногда достаточно продуть ребра струей сжатого воздуха или азота в направлении, противоположном движению воздуха при работе установки, но что-

бы полностью справиться с грязью часто приходится использовать специальные чистящие и моющие средства. В некоторых особо тяжелых случаях может даже возникнуть необходимость замены испарителя.

2. Грязный воздушный фильтр

В кондиционерах загрязнение воздушных фильтров, установленных на входе в испаритель, приводит к росту сопротивления воздушному потоку и, как следствие, падению расхода воздуха через испаритель, что обуславливает рост перепада температур.

Тогда ремонтник должен почистить или поменять воздушные фильтры (на фильтры аналогичного качества), не забывая при установке новых фильтров обеспечить свободный доступ к ним наружного воздуха.

Представляется полезным напомнить, что воздушные фильтры должны находиться *в безупречном состоянии*, особенно на выходе, обращенном к испарителю. Нельзя допускать, чтобы фильтрующий материал был порван или терял толщину в ходе повторяющихся промывок.

Если воздушный фильтр находится в плохом состоянии или не подходит для данного испарителя, частицы пыли будут плохо улавливаться и с течением времени вызовут загрязнение трубок и ребер испарителя.

3. Проскальзывает или порван ременный привод вентилятора испарителя

Если ремень (или ремни) вентилятора проскальзывает, скорость вращения вентилятора падает, что приводит к снижению расхода воздуха через испаритель и росту перепада температур воздуха (*в пределе, если ремень порван, расход воздуха полностью отсутствует*).

Перед тем, как подтянуть ремень, ремонтник должен проверить его износ и в случае необходимости заменить.

Безусловно, ремонтник должен также проверить выравнивание ремней и полностью осмотреть привод (чистота, механические зазоры, засаленность, натяжение...), а также состояние приводного мотора с той же тщательностью, что и самого вентилятора. Естественно, каждый ремонтник не может иметь в запасе все существующие модели приводных ремней, поэтому предварительно нужно справиться у клиента и подобрать нужный комплект.

4. Плохо отрегулирован шкив с переменной шириной желоба

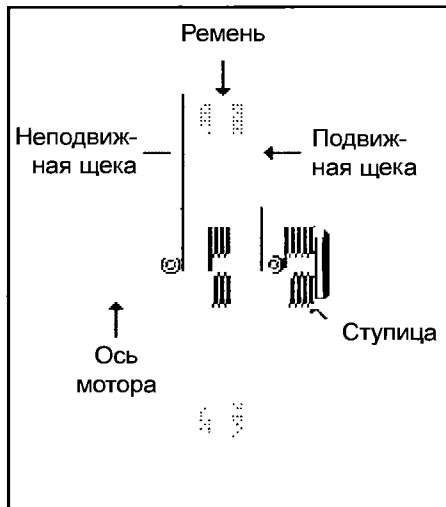


Рис. 20.10.

Большинство современных кондиционеров оснащены приводными моторами вентиляторов, на оси которых устанавливается шкив переменного диаметра (переменной ширины желоба).

Напомним, что шкив этого типа состоит из подвижной и неподвижной щек, что позволяет, меняя расстояние между щеками, поднимать или опускать ремень в желобе (см. рис. 20.10).

Подъем или опускание ремня в желобе шкива эквивалентны изменению диаметра шкива, а следовательно, и изменению скорости вращения приводимого вентилятора.

Чтобы лучше понять, как это происходит, рассмотрим вентилятор со шкивом постоянных размеров, электромотор которого оснащен регулируемым шкивом (см. рис. 20.11).

Когда щеки шкива установлены на максимальном расстоянии друг от друга, диаметр желоба становится минимальным (d), в результате скорость вращения вентилятора самая низкая (МС) и расход воздуха через испаритель будет минимальным.

Напротив, приближая щеки шкива друг к другу, мы тем самым увеличиваем диаметр шкива до максимального значения (D), что обеспечивает самую большую скорость вращения вентилятора (БС) и максимальный расход воздуха.

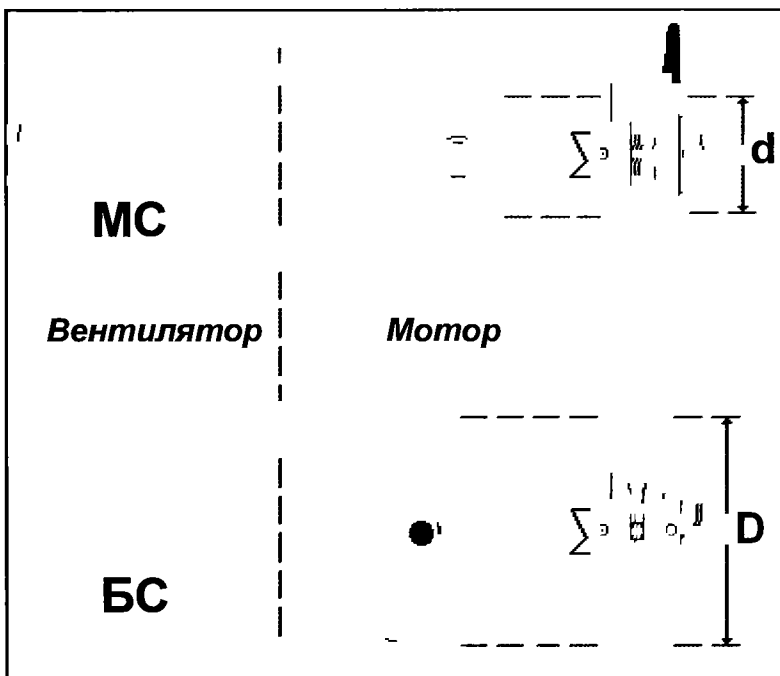


Рис. 20.11.

Изменяя расстояние между этими двумя крайними положениями щек, шкив с переменной глубиной желоба позволяет весьма *точно* обеспечить желаемую величину расхода воздуха (в пределах от 15 до 20 %) и согласовать скорость вращения вентилятора с реальными потерями давления в воздушном тракте испарителя.

Внимание! По окончании регулировки необходимо закрепить подвижную щеку на резьбовой части ступицы с помощью стопорного винта, при этом винт следует завернуть как можно сильнее, *внимательно следя за тем, чтобы ножка винта упиралась в специальную лыску, имеющуюся на резьбовой части ступицы и предотвращающую повреждение резьбы.* В противном случае, если резьба будет смята стопорным винтом, дальнейшая регулировка глубины желоба будет затруднена или вообще невозможна.

После регулировки шкива в **любом случае** следует проверить силу тока, потребляемого электромотором (см. описание следующей неисправности).

5. Большие потери давления в воздушном тракте испарителя

Вначале напомним, что происходит в центробежных вентиляторах, аналогичных тем, которые обычно используются в кондиционерах и небольших агрегатах по очистке воздуха, если меняются потери давления в воздушном тракте испарителя.

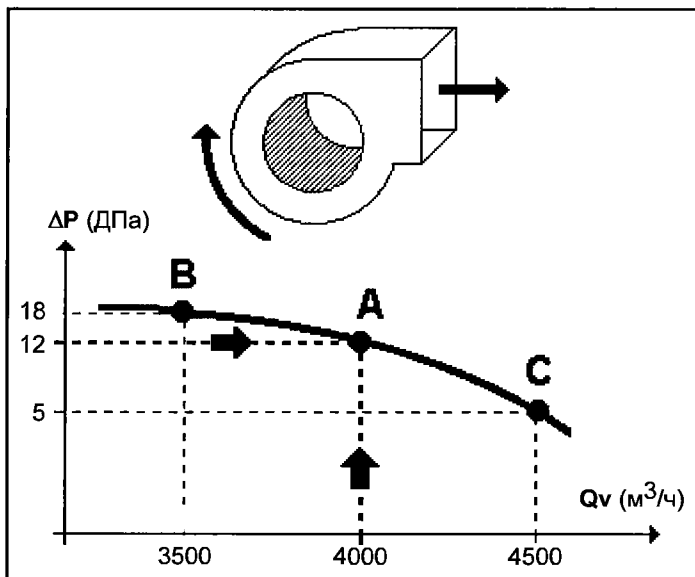


Рис. 20.12.

В качестве примера рассмотрим кривую, представленную на рис. 20.12. На ней изображена зависимость объемного расхода в воздушном тракте (Q_v , $\text{м}^3/\text{ч}$) от потерь давления в нем (в декапаскалях, ДПа). Воздушный тракт включает центробежный вентилятор, заборную решетку, воздушный фильтр, испаритель небольшого кондиционера и воздуховод, направляющий струю воздуха.

Примем, что в номинальном режиме работы потери давления (ΔP) в этом тракте составляют 12 ДПа (то есть 120 Па или около 12 мм водяного столба), если расход воздуха равен $4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка А).

При работе кондиционера фильтр регулярно забивается.

Забивание фильтра приводит к росту сопротивления воздушному потоку и, следовательно, повышению перепада давления на воздушном тракте (например, до 18 ДПа).

Отметим, что одновременно падает расход воздуха в соответствии с кривой производительности вентилятора, достигая в нашем случае $3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка В).

С другой стороны, удалив фильтр (для его очистки) и не останавливая вентилятор, мы снижаем потери давления в тракте, например, до 5 ДПа, при этом расход воздуха повышается и достигает $4500 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка С).

После того, как мы увидели изменение расхода воздуха в зависимости от потерь давления ΔP в тракте, посмотрим как меняется расходная характеристика такого вентилятора при изменении скорости его вращения с помощью регулируемого шкива.

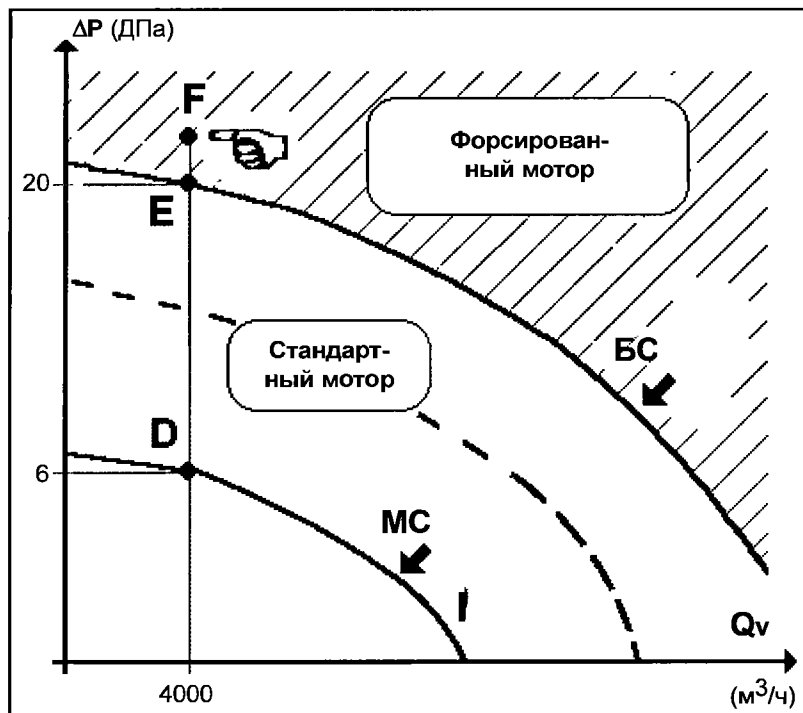


Рис. 20.13.

Принимаем, что потребный для нормальной работы кондиционера расход воздуха составляет 4000 $\text{м}^3/\text{ч}$.

Если при потерях давления в тракте ΔP 6 ДПа расход поддерживается на уровне 4000 $\text{м}^3/\text{ч}$, шкив должен быть установлен на минимальное число оборотов вентилятора (точка D на рис. 20.13).

Напротив, если сопротивление тракта ΔP выросло до 20 ДПа, то для получения потребного расхода в 4000 $\text{м}^3/\text{ч}$ необходимо отрегулировать шкив на максимальное число оборотов вентилятора (точка E).

В этом примере шкив с переменным диаметром позволяет без проблем обеспечить изменение скорости вентилятора для воздушного тракта, в котором потери давления могут колебаться от 6 до 20 ДПа при постоянном расходе в 4000 $\text{м}^3/\text{ч}$, причем приводной мотор вентилятора остается стандартным для данного типа установок.

Однако, если потери давления в воздушном тракте при расходе 4000 $\text{м}^3/\text{ч}$ выше 20 ДПа (тракты с длинными вентиляционными коробами, высококачественными плотными фильтрами, дополнительной батареей водяного отопления...), стандартный мотор с регулируемым шкивом не обеспечивает достижения требуемой рабочей точки на расходной кривой (в нашем примере это точка F), даже будучи отрегулированным на максимальное число оборотов.

Итак, если шкив с переменным диаметром отрегулирован на максимальное число оборотов вентилятора, а расход воздуха при этом остается недостаточным, это значит, что потери давления в воздушном тракте слишком большие по отношению к максимальному числу оборотов вентилятора.

После того, как вы твердо убедились в отсутствии других неполадок (например, закрыты задвижка или клапан), следует считать целесообразным заменить шкив таким образом, чтобы повысить скорость вращения вентилятора и тем самым поднять расходную кривую в точку F.

К сожалению, повышение числа оборотов вентилятора требует не только замены шкива, но и влечет за собой другие последствия...

PS: Попробуйте представить себе все возможные последствия повышения числа оборотов, прежде чем читать дальнейший текст!

Повышение числа оборотов вентилятора чревато появлением некоторых дополнительных проблем, поскольку потребляемая двигателем электрическая мощность очень быстро растет с увеличением расхода воздуха (потребляемая мощность пропорциональна кубу роста расхода воздушной струи).

Для простоты скажем, что *повышение расхода воздуха на 50% теоретически может потребовать роста мощности электромотора более, чем на 300%*.



Таким образом, в большинстве случаев нельзя удовлетвориться только заменой шкива, а нужно также поменять и приводной электродвигатель, что потребует принятия дополнительных мер.

Прежде всего, поскольку новый двигатель будет более мощным, сила тока, который он потребляет, будет выше, чем прежде, что требует внесения изменений (иногда весьма существенных) в электрооборудование (например, увеличения сечения питающих проводов и коммутирующей проводки, повышения мощности предохранителей, размера контакторов, диапазона регулирования термореле...).

Далее, поскольку новый мотор более мощный, он будет иметь большие габариты, а его опорные лапы и крепежные отверстия могут не совпасть с прежними (подумаем также о межосевом расстоянии мотора и вентилятора, натяжении ремня...). Кроме того, у него будет другой диаметр оси (на которую насаживается новый шкив) и скорее всего для нового мотора потребуется использование других приводных ремней...



Заметим также, что с ростом скорости вращения вентилятора увеличивается уровень шума, что иногда может потребовать решения проблемы обеспечения бесшумности.

Наконец, нужно, чтобы используемый вентилятор мог выдерживать увеличение числа оборотов до требуемого значения как в плане аэродинамики, так и в смысле механики. Действительно, нельзя заставлять вентилятор вращаться со скоростью 1800 об/мин, если изготовителем указано, что максимальная скорость вентилятора 1300 об/мин!

Проблема недостаточного расхода воздуха может возникнуть как в момент ввода новой установки в эксплуатацию, так и при модификации воздушного тракта уже существующей установки, если эта модификация порождает относительно существенное возрастание полных потерь давления в воздушном тракте (установка более плотного фильтра с улучшенными фильтрационными параметрами, заслонки, обогреватель, звукопоглощающие вставки, противопожарный клапан...).

Поскольку детальный анализ проблем аэродинамики предполагает рассмотрение широкого круга вопросов, выходящих за рамки учебника для специалистов по ремонту холодильных установок, мы рекомендуем при появлении сомнений обращаться к *технической документации разработчиков узлов воздушных трактов и принимать рекомендации конструкторов.*

Все же отметим, что в случае неисправности типа “слишком слабый испаритель”, обусловленной недостаточным расходом воздуха через испаритель, перепад температур воздуха $\Delta\theta$ на входе и выходе из испарителя всегда будет повышенным.

6. Вентилятор испарителя вращается в обратную сторону

Опасность появления такой неисправности существует всегда при вводе в эксплуатацию новой установки, когда вентилятор испарителя оборудован трехфазным приводным электродвигателем (в этом случае достаточно поменять местами две фазы, чтобы восстановить нужное направление вращения).

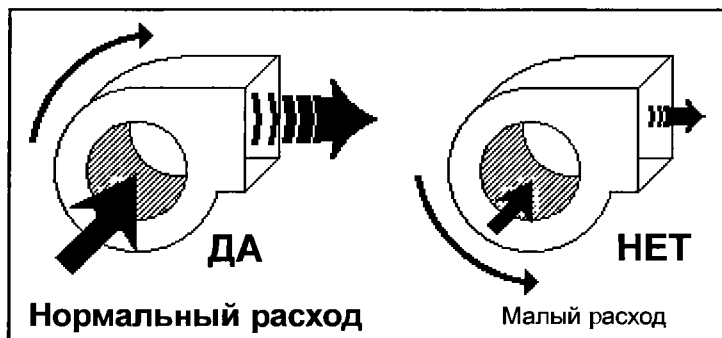


Рис. 20.14.

Представляется полезным напомнить, что в отличие от лопастных (осевых) вентиляторов, в центробежных вентиляторах направление движения воздуха абсолютно не зависит от направления вращения вентилятора (всасывание воздуха всегда осуществляется в центре улитки, каким бы ни было направление ее вращения).

Напротив, расход захватываемого воздуха и давление в воздушной струе, обеспечиваемые центробежным вентилятором, *сильно падают, если вентилятор вращается в обратную сторону*. Это снижение расхода воздуха приводит к появлению симптомов неисправности типа “слишком слабый испаритель”, сопровождаемому аномально высоким перепадом температуры воздуха (см. рис. 20.14).



Примечание. Если конструкция центробежного вентилятора не обеспечивает доступ к нему, чтобы легко визуально определить направление его вращения, достаточно измерить силу тока, проходящего через мотор вентилятора при вращении в каждом из двух направлений. Мощность, потребляемая мотором, зависит от расхода воздуха: чем больше расход, тем больше и сила тока и, следовательно, большая сила тока соответствует требуемому направлению вращения.

7. Закупорка канала, затрудняющая циркуляцию воздуха

Опасность такой неисправности существует в тех случаях, когда подача воздуха в помещение осуществляется при помощи сети воздуховодов.

Закупорка может быть вызвана закрытием створки, произведенным случайно или по соображениям безопасности (антиобледенительная створка на входе свежего воздуха, противопожарная заслонка на выходе, регулировочная или уравнивающая заслонка...).

Но снижение расхода воздуха может быть также вызвано и загрязнением от других теплообменников, расположенных в том же коробе, что и испаритель (батарея с горячей водой, батарея регенерации тепла...), или изолирующим покрытием, оторвавшимся внутри воздуховода (например, фибровое полотно...).

Закупорка также может быть обусловлена заборной решеткой, установленной снаружи, при ее неудачном размещении и перекрытии со стороны всасывания бумагой или опавшими листьями.

Наконец, закупорка может быть вызвана закрытием выходных отверстий воздуховодов в кондиционируемых помещениях, причем делается это часто сознательно теми людьми, которые находятся в этих помещениях и жалуются (как правило, совершенно справедливо) на мешающие им воздушные потоки.

8. Между испарителем и вентилятором существует дополнительный подвод воздуха

При нормальной работе весь воздух, который выходит струей из вентилятора (*точка 3 на рис. 20.15*), перед этим проходит через испаритель (*точка 1*).

Если между этими двумя элементами существует дополнительный подвод воздуха (плохо подогнаны или завинчены панели воздуховода, вырвана уплотняющая прокладка, плохо закрыт смотровой люк...), тогда какое-то количество воздуха всасывается непосредственно вентилятором (*точка 2*), не проходя через испаритель (заметим, что в этом случае расход воздуха в точке 3 равен сумме расходов в точках 1 и 2).

Другая проблема может возникнуть из-за магистрали слива конденсата. Действительно, бак для удаления конденсата, расположенный под испарителем (или под холодной батареей, если речь идет о холодной воде), соединяется со сливным желобом при помощи сифона с высотой h (см рис. 20.15).

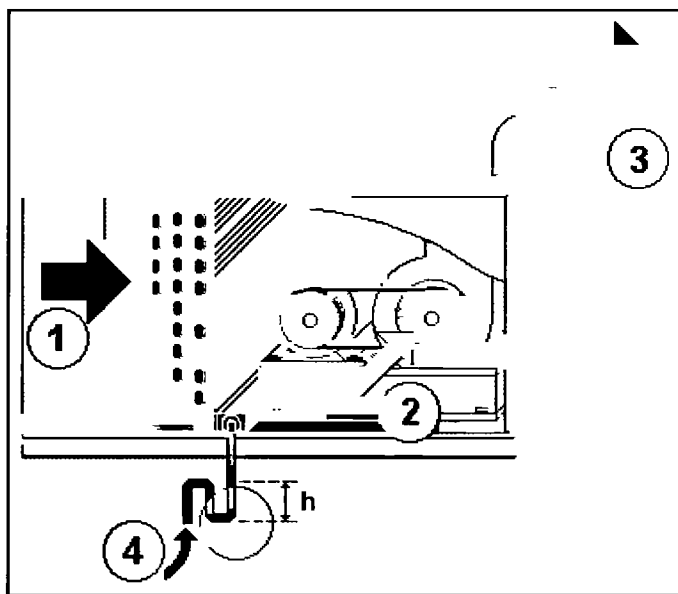


Рис. 20.15.

Поскольку вентилятор при всасывании создает разрежение по отношению к атмосферному давлению, то в случае, если высота h сифона мала, конденсат может переливаться в бак и тогда воздух будет засасываться через сливную трубку (*точка 4*). При этом, во-первых, затрудняется опорожнение бака и он может быстро переполниться, а во-вторых, обходная воздушная линия снижает нежелательным образом эффективный расход воздуха через испаритель. Кроме того, может появиться неприятный запах в охлаждаемых или кондиционируемых помещениях.

Если расход воздуха через обходную воздушную линию окажется значительным, снижение расхода, реально проходящего через испаритель, может оказаться достаточным, чтобы вызвать признаки нехватки расхода воздуха в холодильной установке, хотя расход, измеренный на выходе из вентилятора, будет совершенно нормальным!

9. Мотор вентилятора, будучи рассчитан на питание от сети с частотой 60 Гц, подключен к сети с частотой 50 Гц

Напомним, что скорость вращения электромотора зависит от частоты переменного тока в питающей сети. Так, мотор вентилятора, изготовленный в США, предназначен для включения в сеть с частотой 60 Гц, при этом его номинальная скорость равна 1720 об/мин. Если его включить в сеть с частотой 50 Гц, скорость вращения упадет до 1440 об/мин (то есть примерно на 17%).

Низкая скорость вращения вентилятора вызовет падение расхода воздуха, что может дать все симптомы неисправности типа “слишком слабый испаритель” с аномально высоким перепадом температуры воздуха.

Эта проблема, к счастью довольно редко встречающаяся, в основном касается двигателей, изготовленных в США и предназначенных для включения в сеть переменного тока с частотой 60 Гц. Заметим, что некоторые моторы, изготовленные в Европе и предназначенные для экспорта, могут также требовать частоту питающего тока 60 Гц. Быстро понять причину данной неисправности можно очень просто – достаточно ремонтнику прочитать технические характеристики мотора на прикрепленной к нему специальной табличке.

10. Трехфазный двигатель 380 / 660 В соединен с сетью по схеме “звезда” и запитан напряжением 380 В

В последнее время европейские электросети предпочитают отказ от трехфазного тока напряжением 220 В и переходят на трехфазный ток с напряжением 380 В. Это вызывает повышенный интерес к двигателям с двумя вариантами напряжений питания 220/380 В и естественно появление двигателей с напряжением питания 380/660 В, у которых предусмотрено соединение обмоток как “треугольником” Δ (для напряжения 380 В), так и “звездой” Y (для напряжения 660 В). *При необходимости посмотрите раздел 62.*

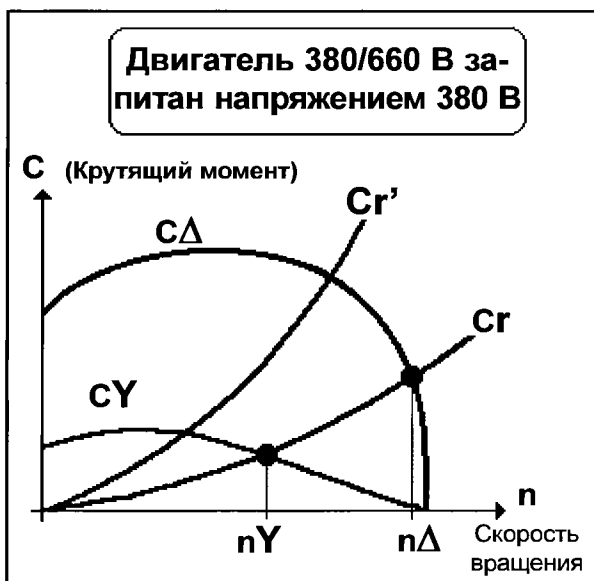


Рис. 20.16.

Рассмотрим кривые на рис. 20.16, которые характеризуют крутящие моменты C двигателя с двумя вариантами напряжений питания (380/660 В). Двигатель запитан напряжением 380 В (следовательно, должен быть подключен к сети по схеме “треугольник”) и приводит в действие вентилятор, рост момента сопротивления которого (Cr) в зависимости от числа оборотов также представлен на кривой на рис. 20.16.

Если двигатель подключен правильно (то есть по схеме “треугольник”), его крутящий момент на валу представлен кривой $C\Delta$ и число оборотов ($n\Delta$) определится на пересечении кривых $C\Delta$ и Cr .

Представим, что вследствие ошибки подключения двигатель 380/660 В соединен по схеме “звезда” и запитан напряжением 380 В. Тогда его крутящий момент меняется по закону CY и в точке пересечения кривых CY и Cr мы найдем новую скорость вращения nY , которая будет гораздо меньше прежней.

Заметим, что уменьшение скорости будет тем значительнее, чем больше момент сопротивления вентилятора (см. кривую Cr' на рис. 20.16). В некоторых случаях при таком подключении можно получить эффект настолько сильного “затормаживания” мотора, что он очень быстро отключается защитным термореле. Это происходит, главным образом, в установках с центробежным вентилятором, момент сопротивления которого гораздо больше, чем момент сопротивления осевых вентиляторов.

Заметим, что уменьшение скорости будет тем значительнее, чем больше момент сопротивления вентилятора (см. кривую Cr' на рис. 20.16). В некоторых случаях при таком подключении можно получить эффект настолько сильного “затормаживания” мотора, что он очень быстро отключается защитным термореле. Это происходит, главным образом, в установках с центробежным вентилятором, момент сопротивления которого гораздо больше, чем момент сопротивления осевых вентиляторов.

Примечание. Классические холодильные компрессоры имеют еще более значительный момент сопротивления и при такой ошибке подключения вообще не запускаются! (Более полная информация о последствиях недостаточного напряжения в сети изложена в разделе 55 “Различные электрические проблемы”).

• • • Б О Р У Д • • •

Внимание! Чтобы закончить с проблемой подключения двигателей с двумя вариантами напряжения питания, полезно также напомнить, что трехфазный двигатель 220/380 В, питаемый напряжением 380 В, **обязательно должен быть подключен по схеме “звезда”** и использование для запуска схемы “треугольник” *совершенно недопустимо*.

Если ремонтник допустит ошибку при подключении двигателя 220/380 В и включит его в сеть напряжением 380 В по схеме “треугольник” (см. рис. 20.17), двигатель после подачи на него напряжения с большей вероятностью будет **непоправимо испорчен** (см. раздел 62)!

Процедура подключения электродвигателя, каким бы ни было его назначение, при мощностях от 100 Вт до 1000 кВт *всегда остается весьма ответственной и ремонтник полностью отвечает за правильность этой процедуры перед клиентом*.

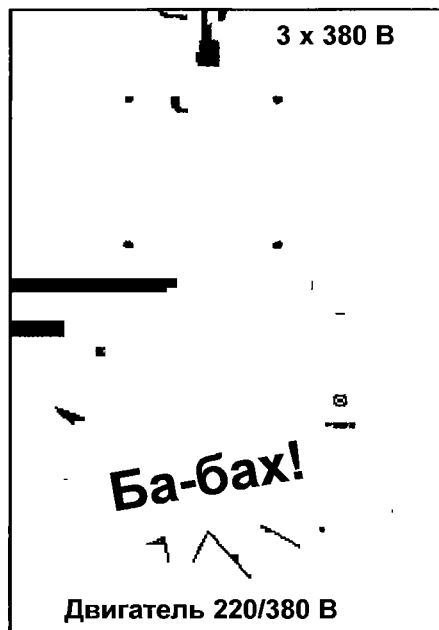


Рис. 20.17.

11. Двухскоростной двигатель по ошибке включен на малую скорость

Большинство индивидуальных кондиционеров оборудованы вентиляторами, имеющими несколько скоростей вращения. *Заметим, что в режиме охлаждения, вообще говоря, предпочтительнее задавать максимальную скорость вращения вентилятора*.

Действительно, вдобавок к тому, что это обеспечивает не слишком низкую температуру воздушной струи (если расход воздуха небольшой), указанная предосторожность позволяет избежать обледенения испарителя (а значит и попадания частиц жидкости в компрессор), если воздушный фильтр начал забиваться или если клиент решает отрегулировать термостат на более низкую температуру. С этой целью напомним, что большинство классических индивидуальных кондиционеров абсолютно не приспособлены для работы при температуре в охлаждаемом помещении ниже 20°C.

С точки зрения холодильщика причины этого будут рассмотрены в разделах 50 “Прессостатический расширительный вентиль” и 57 “Капиллярное расширительное устройство”. С точки зрения электрика пример многоскоростного двигателя будет приведен при изучении однофазных двигателей (раздел 53.2).

В другой серии агрегатов, в целях сохранения в течение всего года оптимальных комфортных условий в кондиционируемых помещениях (в частности, температура воздушной струи не должна быть слишком низкой) некоторые комплексы по подготовке воздуха с прямым циклом расширения также оборудованы вентиляторами, имеющими две различные скорости вращения.



Как правило (за исключением специальных случаев), малая скорость используется в зимнем режиме, а большая – в летнем.

Следовательно, когда установка работает в режиме охлаждения, вентилятор надлежит включать на большую скорость.

12. Центробежное колесо или винт вентилятора проскальзывает на оси

Указанный тип неисправности чаще появляется в маленьких вентиляторах, когда крепление колеса или винта к оси осуществляется завинчиванием стопорного винта.

Эта неисправность может быть легко обнаружена, тем более, что очень часто повышенный шум, который издает “гуляющее” по оси колесо или винт, может служить сигналом тревоги.

13. Трубки жидкостного распределителя засорены

Когда потребная холодопроизводительность испарителя с прямым циклом расширения возрастает, конструктор должен предусмотреть увеличение поверхности теплообмена, в частности повышение длины трубок, используемых при изготовлении испарителя (см. также раздел 45 “Подключение испарителей”).

Но большая длина трубок неудобна, поскольку одновременно с увеличением длины растут и потери давления.

Чтобы сохранить потери давления в разумных пределах, конструктор начинает использовать несколько испарителей, соединенных в параллель таким образом, что они образуют единую конструкцию.

Такая конструкция должна запитываться жидкостью через жидкостной распределитель, соответствующим образом приспособленный к тому, чтобы обеспечить равномерное распределение жидкости по разным секциям собранного из них единого испарителя.

В примере на рис. 20.18, изображен испаритель, состоящий из трех различных секций, одна из трубок питания которого закупорена, что приводит к исключению из работы соответствующей секции испарителя и, как следствие, к потере 1/3 полной холодопроизводительности!

Установка при этом располагает только 2/3 номинальной холодопроизводительности и обеспечивает небольшой перепад температур воздуха (что заставляет думать о засорении) даже если оребрение находится в безупречном состоянии!

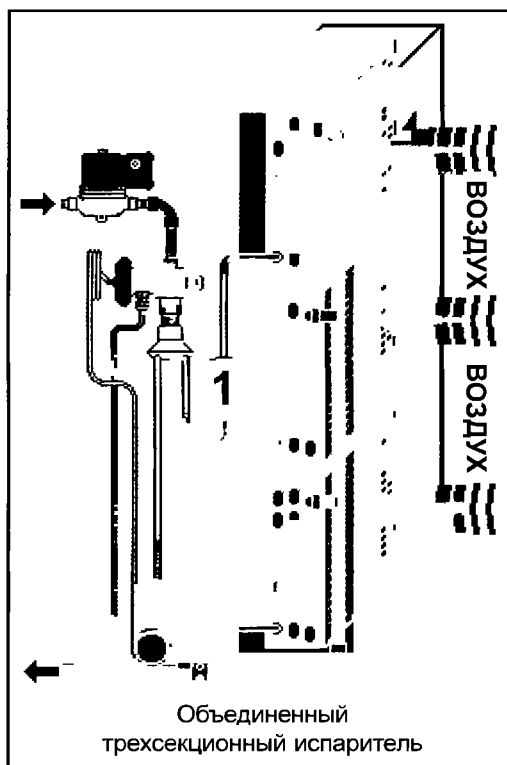


Рис. 20.18.

Это очень сложная неисправность (к счастью редко встречающаяся) может распознаваться по неравномерному обледенению трубок питания.

Действительно, если одна из трубок частично закупорена (см. поз. 1 на рис. 20.18), слой инея, который ее покрывает, будет более тонким, чем на двух других трубках в соответствии со степенью закупорки (в пределах, на полностью закупоренной трубке питания нарастания слоя инея не будет совсем!).

Примечание. *Распределитель рекомендуется, по возможности, устанавливать вертикально.*

Напомним, что на выходе из ТРВ находится парожидкостная смесь. Поскольку жидкость тяжелее паров, она естественно расположится в нижней части трубопроводов.

Если питатель установлен горизонтально, паровая подушка в верхней части питателя может затруднить поступление жидкости в верхние трубопроводы (см. рис. 20.19).

На рис. 20.19 показано, что две нижние трубы запитаны нормально, но паровая подушка мешает свободному прохождению жидкости в верхнюю трубу (*поз. 1*). В результате соответствующая секция испарителя будет плохо заполняться жидкостью и также, как и в предыдущем случае, испаритель не сможет обеспечить максимальную возможную холодопроизводительность.

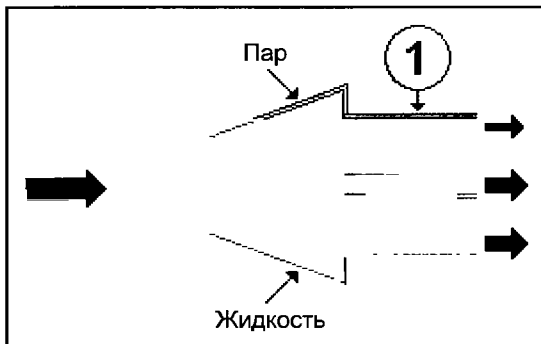


Рис. 20.19.

14. Загрязнение большого числа ребер испарителя

Если много ребер испарителя покрыто грязью, сопротивление движению воздуха через него повышено, что приводит к снижению расхода воздуха через испаритель и *повышению перепада температуры воздуха*. Однако с другой точки зрения, загрязнение большого количества ребер эквивалентно уменьшению поверхности теплообмена испарителя, что приводит к ухудшению охлаждения воздуха и *снижению перепада температур*.

Таким образом, перепад температур воздуха с одной стороны должен *возрастать* из-за снижения расхода воздуха, а с другой стороны – *уменьшаться* вследствие уменьшения поверхности теплообмена в целом (следовательно, заметных изменений перепада может и не наблюдаться).

В результате величина перепада температур воздуха при данной неисправности не может служить надежным диагностическим признаком и только визуальный осмотр ребер в состоянии решить эту проблему (*причем необходимо осматривать ребра как спереди, так и сзади*). И тогда ремонтнику не останется ничего другого, кроме тщательной очистки загрязненных частей оребрения испарителя с обеих сторон с помощью специальной гребенки с шагом зубьев, точно соответствующим расстоянию между ребрами.



Берегите руки (лучше надеть перчатки), так как часто ребра бывают острыми, как лезвие бритвы.

15. Испаритель был выбран в расчете на более низкую холодопроизводительность

Данная неисправность встречается в момент ввода в эксплуатацию холодильной установки, собираемой “кустарным” способом, у которой ее основные элементы (компрессор, испаритель...) подбирались по отдельности и наскоро (встретить такой тип неисправности в моноблочных кондиционерах заводского изготовления маловероятно!)

Эта неисправность довольно сложная. Опыт показывает, что только тщательная проверка расчетов при подборе оборудования в сочетании с детальным анализом конструкторской документации на него (испаритель, компрессор, ТРВ, конденсатор) могут дать гарантию быстрого и эффективного решения этой проблемы.

16. В испарителе много масла

Ниже мы увидим, что слишком большое количество масла в холодильном контуре может в некоторых случаях приводить к снижению коэффициента теплообмена испарителя (и, следовательно, холодопроизводительности), иногда до 20 % (см. раздел 37 “Проблемы возврата масла”).

17. Испаритель аномально обледенел

Напомним, что если в торговом холодильном оборудовании обледенение неизбежно, поскольку в нем температура кипения ниже 0°C, то в испарителях кондиционеров обледенение испарителя – враг номер один. Поэтому испарители, используемые в торговом оборудовании, снабжены ребрами, шаг которых гораздо больше, чем в испарителях кондиционеров, с тем, чтобы нормальное появление шубы на них никоим образом не могло перекрыть проходное сечение воздушного тракта и не привело к уменьшению расхода воздуха.

В кондиционерах слишком сильное обледенение испарителя в большинстве случаев приводит к появлению симптомов неисправности типа “слишком слабый испаритель” (единственная неисправность, при которой одновременно падают и давление кипения и перегрев). Наиболее часто неисправность происходит из-за недостатка расхода воздуха, вызванного либо загрязнением фильтров, либо износом приводного ремня.

В тепловых насосах “воздух-воздух” или “воздух-вода” в зимнем режиме аномальное обледенение испарителя происходит чаще всего по причине аномалий в системе размораживания, но иногда и вследствие нарушений в работе четырехпозиционного клапана изменения цикла на обратный (этот вопрос изучается в разделе 52 “Четырехпозиционный клапан обращения цикла”).

В холодильниках аномальное обледенение часто происходит вследствие нарушений в работе системы размораживания испарителя (см. раздел 60).

В любом случае перед тем, как делать окончательное заключение, нужно полностью разморозить испаритель и потом включить установку. В торговом холодильном оборудовании или в тепловом насосе также нужно проверить работу (а как правило, и настройку) используемой системы размораживания (таймер оттайки, термостат конца оттайки...).

18. Излишне толстый слой льда затрудняет вращение лопастей вентилятора

Осевые вентиляторы чаще всего используются в испарителях с принудительным обдувом для торгового холодильного оборудования. Если толщина льда на испарителе становится слишком большой вне зависимости от того, по какой причине это произошло (как правило, из-за проблем в системе размораживания), лопасти вентилятора могут задевать за образовавшийся слой (при этом возникает опасность их деформации, а в некоторых случаях даже полной остановки вентилятора), что неизбежно приведет к недостатку расхода воздуха.

19. На вход в испаритель возвращается холодный воздух

В торговом холодильном оборудовании всегда надлежит *особое внимание уделять* выбору места установки испарителя внутри холодильной камеры.

Во всех случаях необходимо строго соблюдать инструкцию по монтажу, прилагаемую разработчиком, и наверняка знать направление движения воздуха в испарителе перед его закреплением.

Например, если испаритель размещен близко к стене (см рис. 20.20), струя холодного воздуха, выходящая из испарителя (поз. 1), может отражаться от стены и вновь попадать на вход в испаритель (поз. 2), вместо того, чтобы циркулировать по всему объему камеры.

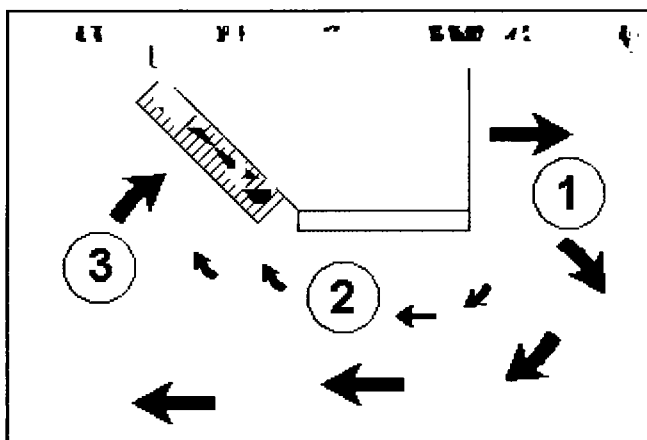


Рис. 20.20.

Этот охлаждаемый воздух смешивается со всасываемым теплым воздухом (поз. 3), понижая тем самым температуру воздуха на входе в испаритель.

При этом полный перепад температур остается почти постоянным, но поскольку на входе в испаритель воздух становится более холодным, температура кипения падает и появляются признаки неисправности типа “слишком слабый испаритель”. Вдобавок к плохой циркуляции воздуха внутри холодильной камеры, ухудшается охлаждение скоропортящихся продуктов питания, помещенных в камеру, а температура в ней повышается.

20. Плохая циркуляция воздуха в холодильной камере

Хорошая циркуляция воздуха в холодильной камере является основным фактором, позволяющим обеспечить равномерную температуру хранящихся в ней продуктов.

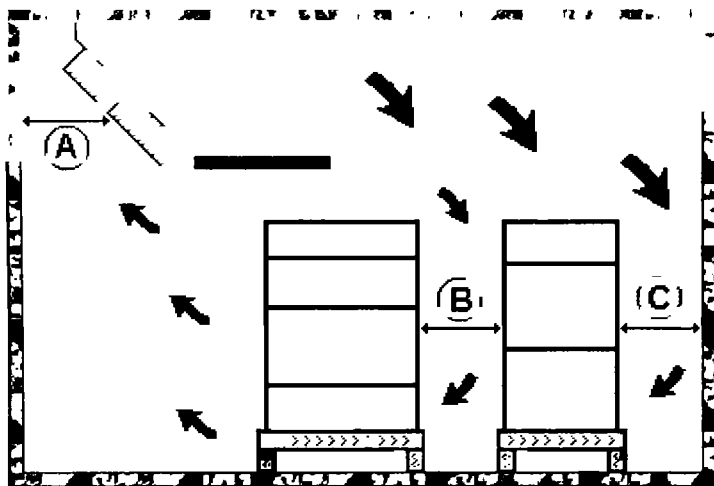


Рис. 20.21.

Если испаритель установлен слишком близко к стене (расстояние A на рис. 20.21), всасывание воздуха затрудняется, что может привести к нежелательному снижению расхода воздуха (в пределе, когда испаритель вплотную прижат к стене, он ничего не будет всасывать!).

Если стеллажи с продуктами расположены слишком близко один от другого (расстояние B на рис. 20.21) или от стены (расстояние C на рис. 20.21), циркуляция воздуха также затрудняется и вдобавок к плохому охлаждению

продуктов может привести к заметному снижению расхода воздуха через испаритель или подаче на его вход уже охлажденного воздуха.

21. Не работает один из вентиляторов испарителя

При повышении потребной холодопроизводительности размеры испарителя возрастают. В этом случае, чтобы обеспечить достаточный расход воздуха, необходимо использование нескольких вентиляторов.

В примере на рис. 20.22 испаритель оборудован двумя осевыми вентиляторами V1 и V2, которые должны работать *одновременно* для обеспечения номинального расхода воздуха. Что же произойдет, если вентилятор V1 будет продолжать работать, а вентилятор V2 (независимо от причины поломки: обрыв обмотки, плохой электрический контакт, отключение защитным реле...) остановился?

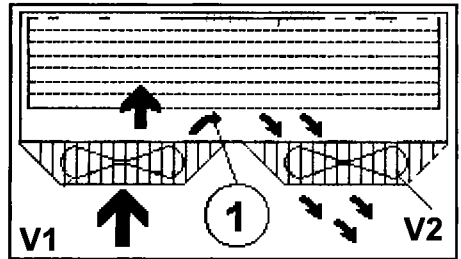


Рис. 20.22.

Вентилятор V1, продолжая работать, всасывает воздух и нагнетает его под давлением в межреберное пространство испарителя. Часть воздуха под давлением (*поз. 1*) проникает между лопастями вентилятора V2 и возвращается в холодильную камеру, не пройдя через испаритель.

Этот паразитный поток является крайне нежелательным, поскольку может вызвать вращение вентилятора V2 в обратную сторону!

Неопытный ремонтник, основываясь только на визуальном контроле, может сделать ошибочный вывод о том, что вентилятор V2 работает нормально, тогда как *простое измерение потребляемого тока позволяет немедленно обнаружить неисправность*.

Следовательно, эта неисправность приводит к резкому падению расхода воздуха через испаритель и сопровождается всеми признаками того, что испаритель слишком слабый.

22. Два однофазных вентилятора подключены последовательно

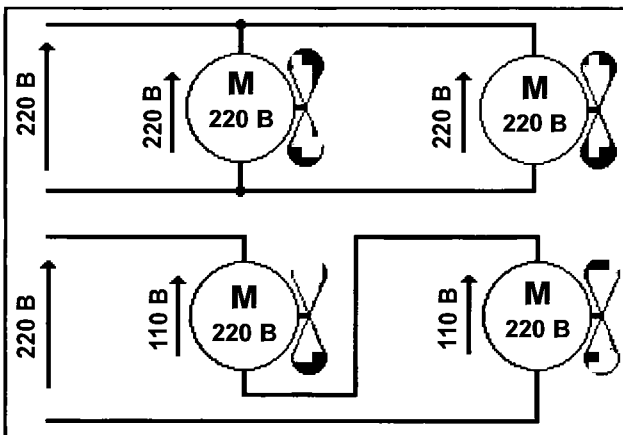


Рис. 20.23.

Если испаритель оборудован двумя однофазными вентиляторами, они обязательно должны быть соединены в параллель, чтобы каждый двигатель был запитан напряжением 220 В и работал нормально.

Если из-за ошибки монтажа, вентиляторы будут включены в сеть последовательно (см. рис. 20.23), то каждый из них будет находиться под напряжением 110 В (вместо 220 В).

Снижение напряжение питания приведет к сильному падению скорости

вращения вентиляторов и, следовательно, к существенному уменьшению расхода воздуха, сопровождаемому признаками неисправности типа “слишком слабый испаритель”.

21. РАЗРУШЕНИЕ КЛАПАНОВ

Перед тем, как приступить к изучению неисправности типа “слишком слабый компрессор”, в настоящем разделе предлагается анализ причин, могущих вызвать разрушение клапанов холодильного компрессора, а также последствия и способы обнаружения такой поломки.

А) Почему разрушаются клапаны?

Основная причина разрушения клапанов (как всасывания, так и нагнетания) заключается в гидравлическом ударе, который возникает в магистрали всасывания и из нее доходит до цилиндров компрессора.

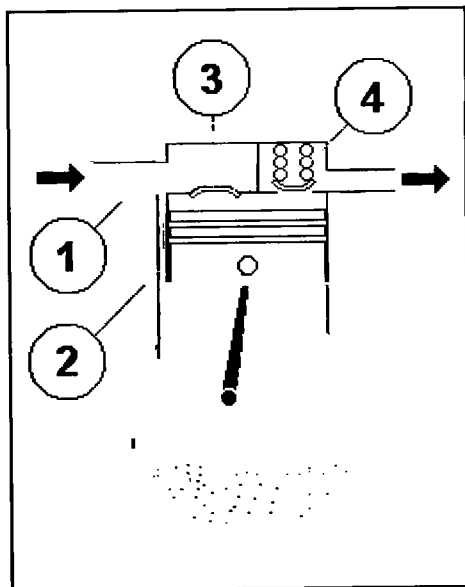


Рис. 21.1.

Если масло или жидкий хладагент, независимо от того, чем это вызвано, поступает в больших количествах на вход в компрессор (поз. 1 на рис 21.1), часть этой жидкости, вместо того, чтобы по отверстию возврата масла (поз. 2) перетечь в картер, может попасть в цилиндры.

При этом, поскольку жидкость несжимаема и ее скорость гораздо меньше, чем скорость газов, проходящих через нагнетательные клапаны (при обычной скорости вращения привода компрессора 1450 об/мин поршень в цилиндре совершает 24 возвратно-поступательных цикла в секунду!), в цилиндре во время подъема поршня развивается чрезвычайно высокое давление.

Расположенные со стороны поршня клапаны всасывания под действием этого давления очень сильно выгибаются наружу (поз. 3) и могут либо разрушиться, либо, что бывает чаще, треснуть по длине.

Клапаны нагнетания, как правило, менее хрупкие (хотя они также иногда могут разрушиться при особо сильных гидроударах), так как они расположены с наружной поверхности клапанной головки и защищены пружиной, прижимающей их к головке (поз. 4).

Б) Что может быть причиной гидроударов?

Одной из наиболее частых причин возникновения гидроударов бесспорно является *переразмерность ТРВ*, питающего испаритель.

В этом случае ТРВ работает в режиме “все или ничего”, то есть с пульсациями от полного открытия до полного закрытия, и компрессор периодически получает более или менее тяжелые гидроудары в зависимости от степени переразмерности ТРВ.

Другой серьезной причиной гидроударов является перетекание жидкого хладагента в нагнетательную полость головки цилиндра или в картер компрессора (см. раздел 28 “Проблема перетекания жидкого хладагента”).

Наконец, гидроудары также могут быть вызваны неудачной конструкцией всасывающих и нагнетательных трубопроводов, приводящей либо к появлению больших масляных пробок во всасывающей магистрали компрессора, либо к накоплению жидкости в нагнетательной полости головки цилиндра при остановке компрессора (см. раздел 37 "Проблема возврата масла").

В) Каковы последствия разрушения клапанов?

Первым последствием разрушения клапана является потеря производительности компрессора из-за падения расхода всасываемого хладагента.

Возьмем в качестве примера поломку всасывающего клапана (поз. 1 на рис. 21.2) в компрессоре, состоящем из двух цилиндров.

Когда поршень опускается, цилиндр нормально заполняется парами из магистрали всасывания. Когда же поршень поднимается, никакое повышение давления в цилиндре с разрушенным клапаном невозможно и клапан нагнетания не может открыться. Газ, который находился внутри дефектного цилиндра, возвращается в коллектор всасывания.

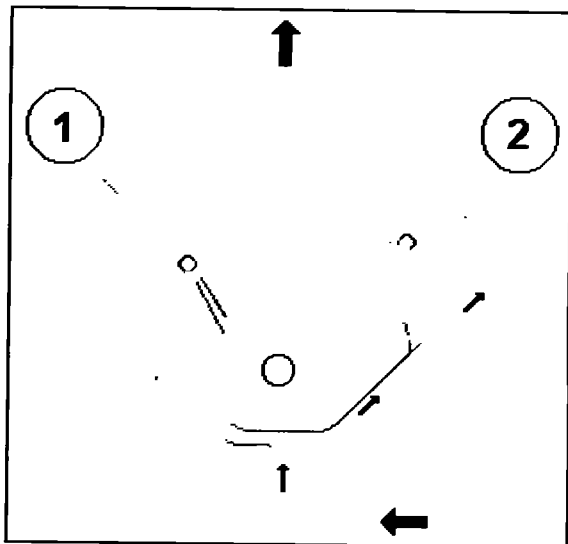


Рис. 21.2.

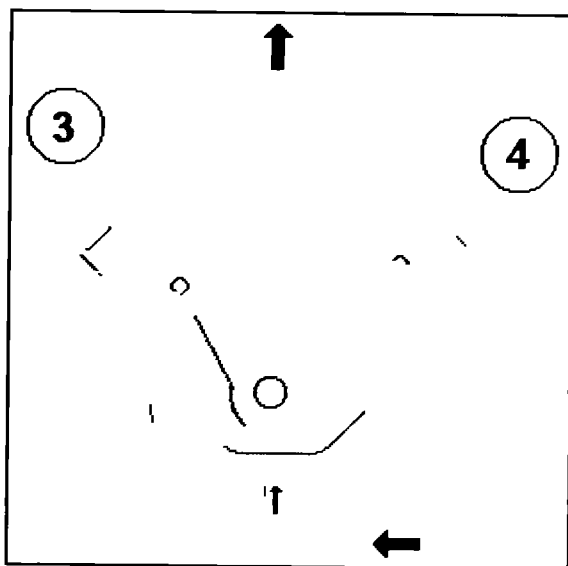


Рис. 21.3.

С другой стороны, исправный цилиндр (поз. 2) всасывает и нагнетает нормально, и компрессор работает как одноцилиндровый.

Если разрушен нагнетающий клапан (поз. 3 на рис 21.3), то при опускании поршня газ из магистрали нагнетания проникает в цилиндр и клапан всасывания открыться не может.

Как и в предыдущем случае, при подъеме поршня никакого повышения давления не происходит, но на этот раз газ возвращается в коллектор нагнетания.

Однако исправный цилиндр (поз. 4) всасывает и нагнетает нормально.



При разрушении клапана как высокого, так и низкого давления, картина одинаковая: компрессор работает как одноцилиндровый.

Итак, каким бы ни был разрушенный клапан (высокого или низкого давления), с точки зрения механики результат строго один и тот же: цилиндр, на котором это произошло, становится *совершенно неработоспособным*, как если бы его не было вовсе. Незамедлительным следствием такого дефекта является снижение объема всасываемого компрессором газа и, следовательно, падение массового расхода хладагента в контуре установки. Падение массового расхода хладагента приводит к снижению холодопроизводительности (*другие симптомы будут изучены в следующем разделе 22 "Слишком слабый компрессор"*).

При поломке клапанов может возникнуть и другая проблема, если кусочки металла, образовавшиеся при разрушении клапана, упадут внутрь цилиндра на поршень (*см. рис. 21.4*).

Тогда, чрезвычайно быстрое возвратно-поступательное движение поршня будет происходить вместе с этими кусочками, что чревато образованием *многочисленных и глубоких царапин* как на стенках цилиндра, так и на головке поршня (может случиться также, что кусочек клапана застрянет между цилиндром и юбкой поршня или между цилиндром и поршневым кольцом, приводя к появлению глубоких трещин как на цилиндре, так и на поршне).

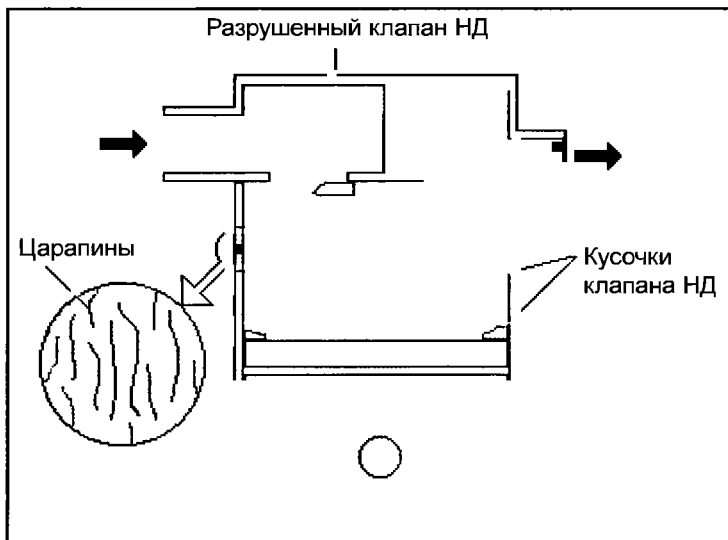


Рис. 21.4.



Таким образом, когда ремонтник меняет разрушенный клапан, он должен внимательно осмотреть состояние поверхности цилиндра и поршня с целью обнаружения возможных царапин и кусочков клапана.

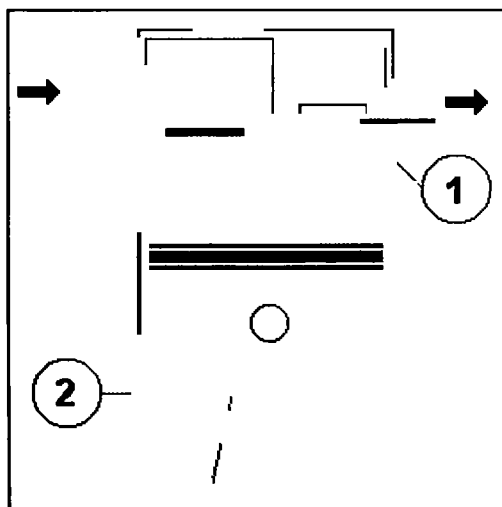


Рис. 21.5.

Когда поршень поднимается, давление в цилиндре возрастает (*см. поз. 1 на рис. 21.5*) до тех пор, пока не откроется нагнетательный клапан.

Если на стенках цилиндра имеются царапины, значительная часть газа высокого давления может просочиться по этим царапинам в картер компрессора (*поз. 2*) ввиду разности давлений с одной и с другой сторон поршня.

Этот газ, который по царапинам просачивается в картер, вместо того, чтобы попасть в холодильный контур, приводит к снижению массового расхода на выходе из компрессора (и, следовательно, падению холодопроизводительности), что может иногда обуславливать появление признаков, аналогичных неисправности типа "слишком слабый компрессор".

Заметим также, что если на верхней части поршня имеются царапины, их объем добавляется к объему вредного пространства, что вызывает дополнительное снижение массового расхода и, следовательно, падение холодопроизводительности (см. раздел 9 “Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность”).

Наконец, нужно иметь в виду, что при осмотре бессальниковых компрессоров в случае разрушения клапанов необходимо проверить отсутствие кусочков клапана в обмотке электродвигателя, а также между ротором и статором, поскольку эти кусочки могут застрять и там, вызывая местные короткие замыкания обмотки и ее перегорание.

Г) Как обнаружить поломку клапанов!

Общие признаки поломки клапанов (главным образом, снижение холодопроизводительности, высокое давление всасывания и падение давления нагнетания) будут подробно рассмотрены в следующем разделе 22 “Слишком слабый компрессор”. Однако всякий раз, когда появляются признаки неисправности типа “слишком слабый компрессор” и ремонтник начинает думать о том, что вероятной причиной может быть разрушение клапанов, для многоцилиндровых компрессоров с демонтируемыми головками блоков существует способ проверить точность диагноза и определить, какую из головок следует демонтировать и проверить *в первую очередь*.

Рассмотрим, например, двухцилиндровый компрессор. Цилиндр (поз. 1 на рис. 21.6) работает нормально, всасывает холодные пары из испарителя и нагнетает нагретые в результате сжатия пары.

Следовательно, головка 1 будет очень горячей со стороны нагнетания и тепловатой (или даже прохладной) со стороны всасывания. С другой стороны, при разрушенном клапане головки 2, холодный газ не всасывается в эту головку (поз. 2) и не охлаждает ее.

В результате головка 2 будет горячей со стороны всасывания и достаточно ее просто потрогать и, сравнив ее температуру с температурой другой головки, надежно и быстро установить поломку.

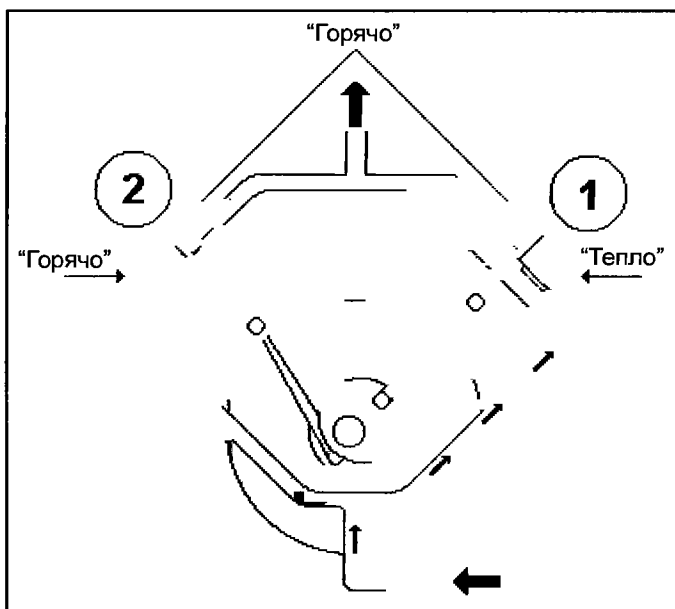


Рис. 21.6.



Таким образом, чтобы обнаружить поломку клапанов, обычно бывает достаточно пощупать головки блока цилиндров со стороны всасывания и оценить температуру каждой головки. ВНИМАНИЕ! ДЕЛАТЬ ЭТО НУЖНО ОЧЕНЬ ОСТОРОЖНО, поскольку температура головок со стороны нагнетания может быть около 100°C!

Конечно, если компрессор оборудован регулятором производительности, с помощью которого отключается часть цилиндров, перед выполнением такой проверки необходимо включить компрессор для работы в течение нескольких минут на полной мощности с задействованием всех цилиндров.

В данном случае, если одна из головок оказывается аномально горячей по сравнению с другими, это может означать не только поломку клапана, но и *плохую работу устройства разгрузки подозрительного цилиндра* (см. раздел 84).

Существует и другой способ проверки состояния клапанов. Если клапан дефектный, снижается всасывающая способность цилиндра. Поэтому при закрытом жидкостном вентиле на ресивере время падения давления в системе обязательно будет *больше*, нежели при нормальной работе всех клапанов.

Однако этот способ применим только для установок, в которых время падения давления и условия проведения такого эксперимента заранее оговорены и известны, поскольку в общем случае очень трудно определить в норме или нет находится время снижения давления, если оно неизвестно для исправного компрессора. Поэтому при вводе в эксплуатацию новой установки, мы рекомендуем откачать хладагент из испарителя с помощью компрессора и полученные результаты занести в паспорт установки с тем, чтобы облегчить последующие операции по ее обслуживанию и проверкам. Например:

13.03.2003 г. Давление нагнетания 15,4 бар. Время падения давления всасывания от 4,5 бар до 0,5 бар после закрытия жидкостного вентиля на ресивере составляет для компрессора №1 48 секунд.

Такая запись позволит ремонтнику или обслуживающему персоналу в дальнейшем отслеживать возможное изменение во времени (по мере наработки) *всасывающей способности компрессора* и сделать вывод о степени герметичности клапанов, поршневых колец и т.д.

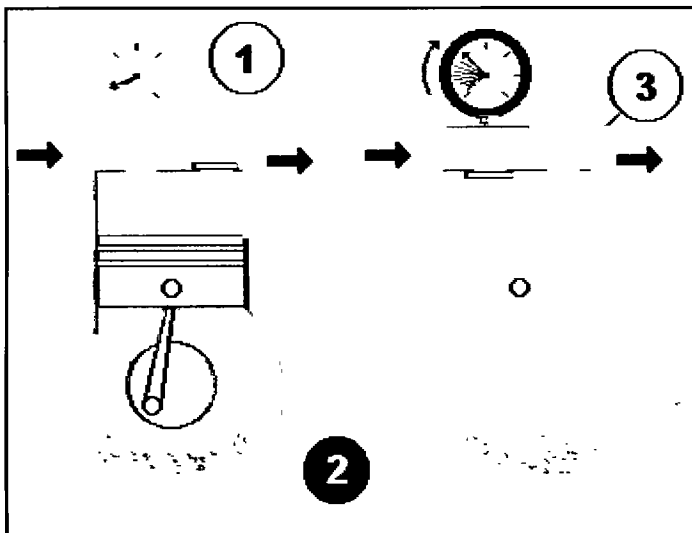


Рис. 21.7.

Другим интересным показателем является поведение во всасывающей магистрали давления после остановки компрессора по окончании откачки хладагента из контура при закрытом жидкостном вентиле ресивера.

После снижения давления в контуре (например, до 0,5 бар) масло, находящееся в картере (поз. 2 на рис 21.7), может в результате падения давления выделить некоторое количество хладагента, что вызывает небольшой рост давления, который очень быстро прекращается (например, при достижении 0,7 бар).

Если клапан всасывания разрушен (поз. 1), то после дегазации масла давление больше не растет.

С другой стороны, если разрушен клапан нагнетания (поз. 3), то после остановки компрессора давление во всасывающей магистрали (НД) сначала будет медленно расти из-за дегазации масла, но на этом оно не остановится и продолжит медленный подъем до тех пор, пока не сравняется с давлением в нагнетательной магистрали (ВД).

Попробуйте найти объяснение этому явлению, прежде чем продолжите дальнейшее чтение.

В любом случае НД устанавливается в картере *под поршнем*.

Если разрушен клапан всасывания, это означает, что НД установится также и *над поршнем*.

Однако, если разрушен клапан нагнетания, то после остановки компрессора *над поршнем* установится ВД. Поскольку поршень, к счастью, не соединен наглухо с цилиндром, и принимая во внимание существенную разницу давлений над поршнем и под ним, мы вправе считать, что пары ВД будут через зазоры в поршневых кольцах проникать под поршень (см. рис. 21.8).

Эти нормальные утечки газа между поршнем и цилиндром приводят к подъему НД при разрушении клапана нагнетания (**Внимание!** Утечка через жидкостной вентиль также может вызвать подъем НД. Следовательно, жидкостной вентиль должен быть полностью закрытым и герметичным).

Заметим, что подъем НД будет происходить тем быстрее, чем хуже герметичность поршневых колец и таким образом скорость подъема НД может служить для оценки их состояния.

В случае, когда разрушен клапан всасывания, никакого подъема НД, кроме того, что вызван дегазацией масла, не будет. Таким образом, данное испытание позволяет ремонтнику получить ориентировку относительно объекта его внимания, если он решил снять головку блока цилиндров, чтобы проверить состояние клапанов.

Другой важной характеристикой, позволяющей косвенно судить о состоянии клапанов, является, без сомнения, сила тока, потребляемого двигателем компрессора.

Действительно, если клапан разрушен, соответствующий цилиндр становится бездействующим и двигателю для обеспечения работы компрессора нужно меньше энергии.

Следовательно, он начинает потреблять меньше энергии из электросети и сила тока, проходящего через двигатель, заметно падает.

Поскольку сила тока, потребляемого компрессором, зависит от условий его работы (главным образом от величины давления нагнетания), необходимо точно указать ее значение в паспорте установки при предшествовавших замерах.

Например:

19.03.2003 г. НД = 4,5 бар. ВД = 16,2 бар. Сила тока, потребляемого компрессором №1 = 3 × 16,2 А при напряжении 3 × 387 В.



Таким образом, перечисленные проверки могут позволить быстро и точно установить диагноз в случае неисправных клапанов.

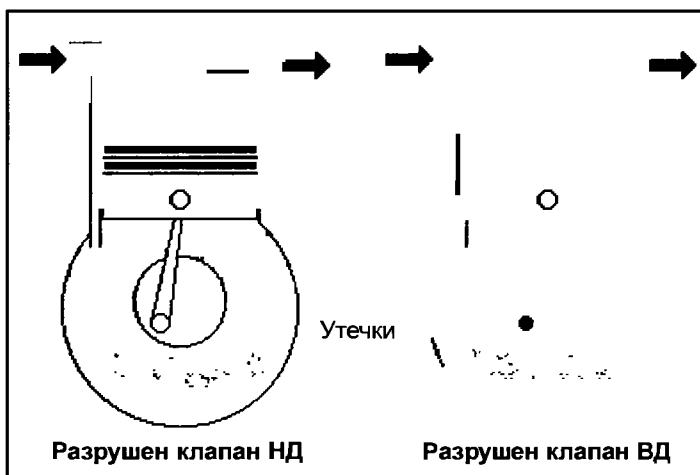


Рис. 21.8.

Тем не менее, **перед снятием головки блока компрессора** для проверки состояния клапанов ремонтник должен подготовить все необходимое для *демонтажа, ремонта и последующей сборки компрессора* (динамометрический ключ, клапаны, прокладки клапанов и головки блока...).



Примечание. *Перед установкой в блок новых прокладок нужно полностью смазать обе их поверхности холодильным маслом. Этим вы снизите опасность их разрыва при последующем демонтаже. Действительно, чтобы осмотреть или отремонтировать клапаны компрессора, ремонтник должен снять головку блока. В этот момент, если пластинчатая прокладка клапанов не была перед установкой полностью смазана маслом, появится опасность разрушения прокладки из-за того, что она может сильно “прикипеть” к металлу.*

Во время ремонта у ремонтника может не оказаться в запасе нужной прокладки и тогда он будет вынужден изготовить ее сам. Для этого необходимо использовать клингерит (или аналогичный материал) той же толщины, что и у прокладки фабричного изготовления...

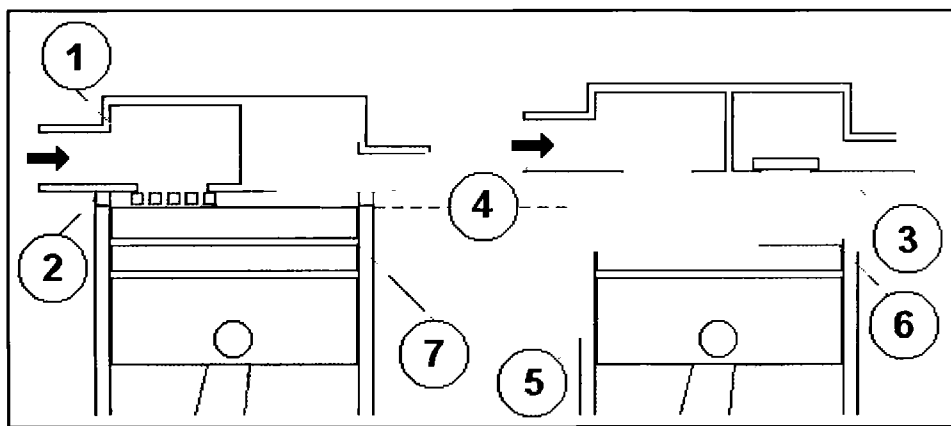


Рис. 21.9.

Действительно, представим себе, что при осмотре разрушенного клапана всасывания (*поз. 1* на рис 21.9) ремонтник по неосторожности повредил пластинчатую клапанную прокладку (*поз. 2*) во время разборки цилиндра. Поскольку у него под рукой не было нужной прокладки и для того, чтобы сделать “как можно прочнее”, он изготовил для замены прокладку из материала *более толстого*, чем был вначале (*поз. 3*) и с этой прокладкой запустил установку.

Напомним, что в поршневых компрессорах, чтобы не допустить удара поршня о пластины клапанов, необходимо иметь предохраняющее пространство в цилиндре, обеспечивающее механическую безопасность и называемое мертвым объемом, так как его наличие приводит к потерям холодопроизводительности (см. раздел 9 “Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность”).

Пространство мертвого объема (*поз. 4*) над поршнем зависит от расстояния между верхней мертвой точкой поршня и плоскостью головки блока цилиндров. Однако некоторые конструкторы компрессоров в качестве высоты мертвого объема используют толщину прокладки головки блока.

В нашем примере, когда поршень (*поз. 5*) будет находиться в верхней мертвой точке, объем газа ВД, заключенный во вредном пространстве (*поз. 6*), окажется гораздо большим, чем это предусматривалось конструктором вначале (*поз. 7*), что будет приводить к потерям холодопроизводительности.

В зависимости от условий работы, увеличение толщины прокладки головки блока на 1 мм может приводить к снижению холодопроизводительности на 5...10 %.

В заключение отметим, что *слишком тонкая прокладка* при работе агрегата может привести к очень серьезным механическим повреждениям в результате нагрева поршня, его расширения и последующих ударов о клапанную пластину.

Д) Некоторые особенности работы компрессоров при параллельном монтаже

Позднее мы увидим преимущества параллельного монтажа двух компрессоров вместо установки только одного (см. раздел 30 "Проблема повышенной частоты включения компрессоров"). Пока же представим, что нагнетающие патрубки двух компрессоров, смонтированных в параллель, соединены так, как показано на рис. 21.10. При этом компрессор C2 остановлен, а компрессор C1 работает. Соединение патрубков по такой схеме приводит к тому, что не только часть масла, нагнетаемая компрессором C1, может накапливаться в головке компрессора C2, но более того, в головку компрессора C2 будет попадать и там конденсироваться хладагент, если компрессор C2 остановлен на длительный период, так как температура его головки в этом случае равна температуре окружающей среды.

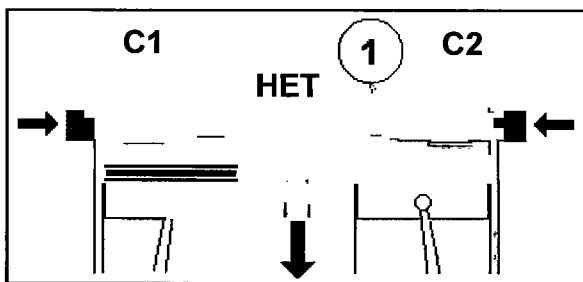


Рис. 21.10.

Если же нагнетающий клапан компрессора C2 имеет негерметичность, то вследствие перепада давления на нем, часть жидкости (*поз. 1*) может попадать в полость цилиндра C2 и тогда при запуске возникает опасность сильного гидроудара в компрессоре C2.

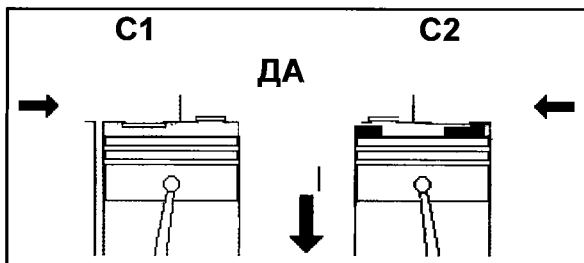


Рис. 21.11.

Чтобы ограничить возможность возникновения этих явлений, предпочтительно соединять нагнетающие патрубки двух параллельно смонтированных компрессоров так, как указано на рис. 21.12.

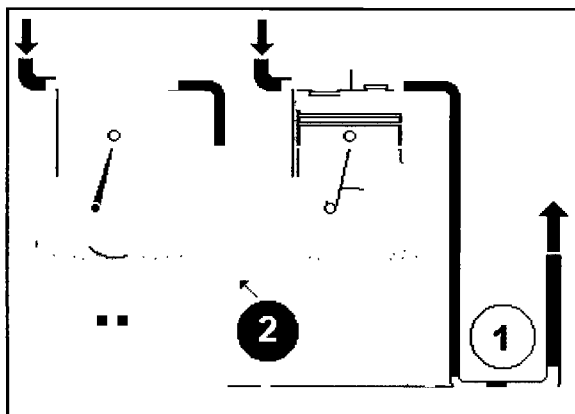


Рис. 21.12.

Можно встретить также монтаж, указанный на рис. 21.12, с лирообразным компенсатором, проходящим по земле. Лирообразный компенсатор (*поз. 1*), находящийся в непосредственной близости от компрессоров, имеет ту же температуру, что и окружающая среда.

Он служит жидкостной ловушкой (см. раздел 37 "Проблемы возврата масла"), одинаково хорошо работающей как по отношению к маслу, так и по отношению к жидкому хладагенту, а также, дополнительно к этому, позволяет ослабить вибрации и скомпенсировать тепловые деформации труб. Обратите также внимание на трубопровод выравнивания уровня масла (*поз. 2*).

Однако приведенные способы соединения хотя *практически полностью* и исключают накопление масла в головке блока остановленного компрессора, тем не менее не позволяют избежать попадания в нее паров хладагента и их последующей конденсации там...

Чтобы быть совершенно уверенным в том, что при остановке одного из параллельно смонтированных компрессоров в его головку блока не попадут пары хладагента, иногда на нагнетающих патрубках каждого из таких компрессоров устанавливают *обратные клапаны*.

Заметим, однако, что такое решение чревато своими нежелательными последствиями и для достижения желаемого эффекта всегда требует принятия некоторых предосторожностей.

Во-первых, обратные клапаны должны иметь минимально возможные гидросопротивления, так как повышая потери давления на нагнетающей магистрали, они вызывают рост температуры нагнетающих паров и заметное снижение холодопроизводительности.

Во-вторых, достаточно мельчайшей посторонней частицы (медной стружки, капельки оторвавшегося припоя или флюса...), попавшей под седло обратного клапана, чтобы нарушить его герметичность и, следовательно, работоспособность, поэтому монтаж холодильного контура с обратными клапанами должен производиться исключительно аккуратно и тщательно.

Наконец, большинство обратных клапанов *могут "хлопать"* вследствие пульсации давления нагнетания, если они установлены слишком близко к нагнетающему патрубку, что создает опасность их быстрого разрушения.

Следовательно, для эффективной работы обратного клапана на магистрали нагнетания его нужно устанавливать как *можно дальше* от компрессора и предпочтительно после глушителя (или маслоотделителя), что позволит задерживать возможные посторонние частицы и ослабить пульсации давления.

Заметим, что глушитель при монтаже устанавливается таким образом, чтобы обеспечить свободную циркуляцию масла, для чего на его наружной поверхности выгравировано английское слово "Тор", что означает "Верх". При установке глушителя и обратного клапана необходимо учитывать направление движения жидкости и строго соблюдать инструкцию разработчика (см. рис. 21.13).

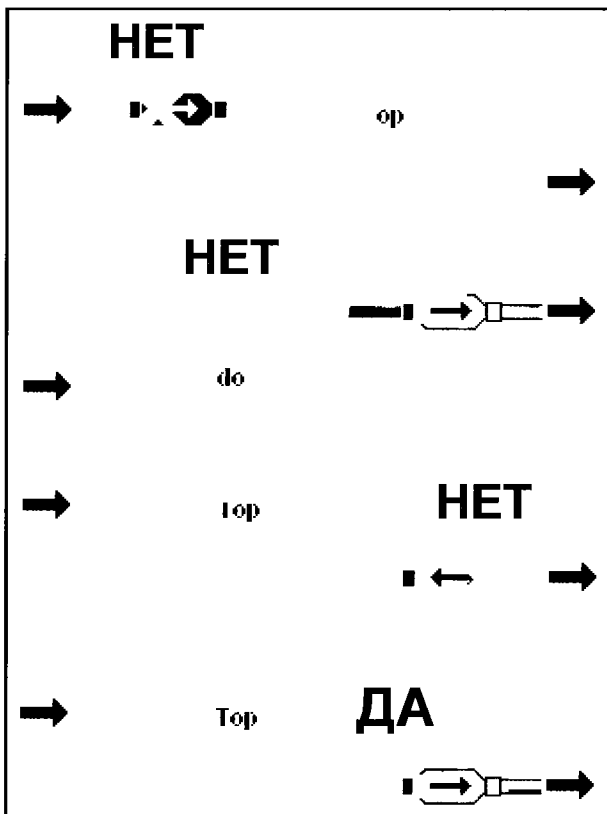


Рис. 21.13.

Проблемы поломки клапанов, вызванные гидроударами, очень часто служат причиной неисправности типа "слишком слабый компрессор", к изучению которой мы переходим в следующем разделе...

22. СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОМПРЕССОР

22.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

Неисправностью типа “слишком слабый компрессор” мы будем называть все аномалии, способные вызвать потерю мощности компрессора.

Для анализа проявления этой неисправности в холодильном контуре в качестве примера будем рассматривать *двухцилиндровый компрессор с разрушенным клапаном всасывания*.

А) Проявления в самом компрессоре

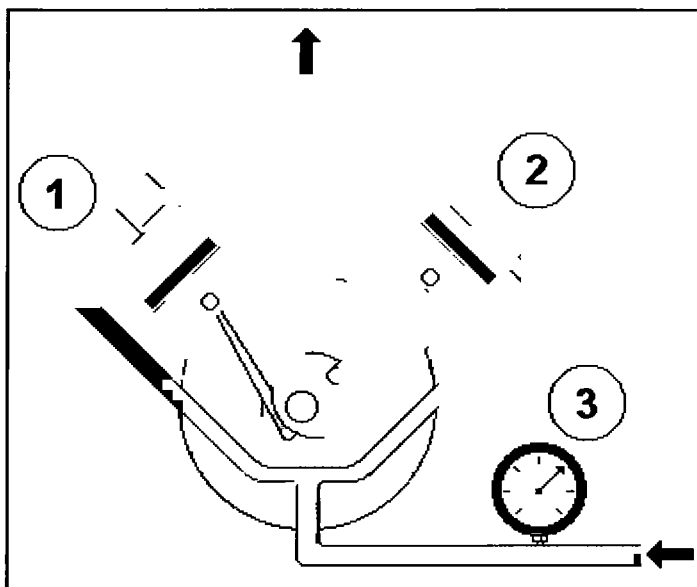


Рис. 22.1.

При разрушенном клапане всасывания (*поз. 1* на рис. 22.1) никакого повышения давления в цилиндре с разрушенным клапаном во время подъема соответствующего поршня не происходит.

Следовательно, нагнетающий клапан на этом цилиндре открываться больше не может и газ возвращается в магистраль всасывания.

В результате возвратно-поступательное движение поршня в этом цилиндре не вызывает ни нагнетания, ни всасывания хладагента.

С другой стороны, исправный цилиндр всасывает и нагнетает нормально (*поз. 2*).

Таким образом, все происходит так, как в одноцилиндровом компрессоре и расход газа, который он способен всосать, падает наполовину.



Поскольку компрессор всасывает в половину меньше хладагента, массовый расход хладагента, циркулирующего в контуре, также падает почти в 2 раза.

Имея ввиду, что испаритель при этом способен произвести гораздо больше пара, чем может всосать компрессор, можно ожидать аномального подъема давления кипения (*поз. 3*).

Б) Проявления в системе ТРВ/испаритель

Напомним, что каждый килограмм жидкого хладагента, проходя через испаритель, выкипает, поглощая тепло и производя некоторое количество пара.

Поскольку массовый расход хладагента вдвое уменьшился, количество поглощаемого испарителем тепла, а, следовательно, и холодопроизводительность также упали.

Уменьшение холодопроизводительности приводит к повышению температуры внутри охлаждаемого помещения и заставляет потребителя обратиться к ремонтнику, так как *“стало слишком жарко”*.

Ввиду того, что температура в охлаждаемом помещении стала слишком высокой, температура воздуха на входе в испаритель (поз. 4 на рис. 22.2) также повысилась.

Более того, из-за снижения холодопроизводительности уменьшился перепад температуры воздуха $\Delta\theta$, что приводит к заметному повышению температуры воздушной струи на выходе из испарителя (поз. 5).

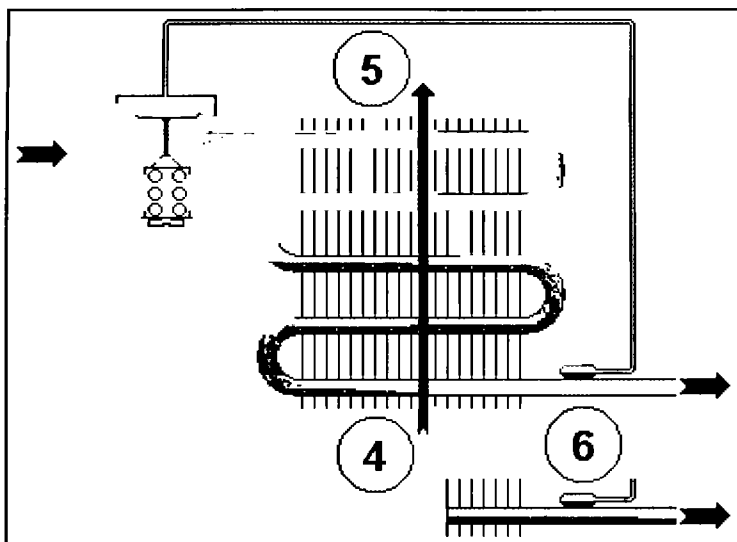


Рис. 22.2.

Другая проблема может возникнуть из-за того, что ТРВ был выбран для обеспечения расхода хладагента, соответствующего номинальной производительности испарителя и компрессора.

Так как производительность испарителя аномально упала, он начинает вести себя так, *как если бы ТРВ оказался сильно переразмеренным*.

Эта переразмеренность дросселирующего органа может иногда приводить к пульсациям давления и периодически вызывать слабые гидроудары (см. раздел 8.2 “Замечания по поводу пульсаций ТРВ”).

Периодические гидроудары (поз. 6) и повышенное значение давления кипения не должны вводить в заблуждение неопытного ремонтника, который может ошибочно считать, что ТРВ слишком велик.

Действительно, слишком слабый компрессор вызывает значительное падение холодопроизводительности, тогда как слишком большой ТРВ обеспечивает абсолютно нормальную холодопроизводительность.



ВНИМАНИЕ! НЕ ПУТАЙТЕ НЕИСПРАВНОСТИ ТИПА “СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОМПРЕССОР” И “СЛИШКОМ БОЛЬШОЙ ТРВ”.

В) Проявления в системе компрессор/конденсатор

Охлаждение двигателей герметичных или бессальниковых компрессоров в основном обеспечивается за счет всасываемых паров. Поскольку количество паров резко падает, охлаждение двигателя ухудшается и корпус компрессора будет более горячим (поз. 7 на рис. 22.3).

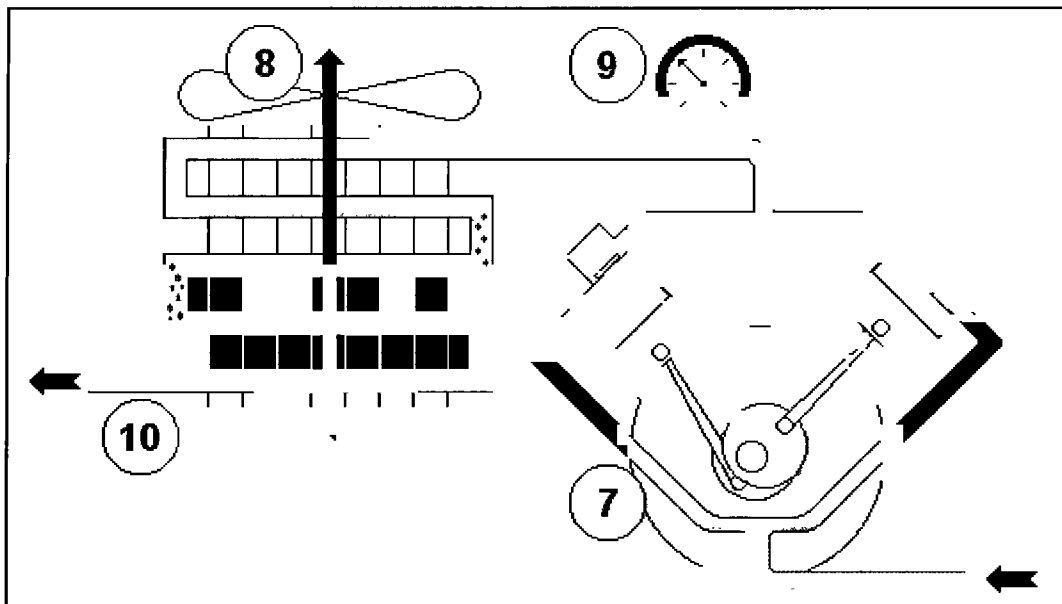


Рис. 22.3.

Более того, мы видели, что холодопроизводительность компрессора упала. Следовательно, конденсатор стал переразмеренным по отношению к имеющейся холодопроизводительности, так как был вначале рассчитан на сброс тепла, исходя из ее номинального значения.

Таким образом, вновь все происходит так, как если бы конденсатор стал переразмеренным.

⊗ *Еще раз напоминаем: не путайте неисправности типа “слишком слабый компрессор” и “слишком большой ТРВ”. В последнем случае давление конденсации будет вполне нормальным или слегка повышенным.*

Если используемый способ регулировки давления конденсации не позволяет менять расход воздуха через конденсатор, то перепад температуры воздуха $\Delta t_{\text{возд}}$ становится меньше номинального, а температура воздуха на выходе из конденсатора (поз. 8) падает. Из-за переразмеренности конденсатора давление конденсации (поз. 9) уменьшается в соответствии с используемым способом его регулировки.

Ввиду того, что расход циркулирующего по контуру хладагента упал, образовавшиеся излишки жидкого хладагента будут накапливаться в ресивере и конденсаторе. Поскольку в конденсаторе становится больше жидкости, зона переохлаждения увеличивается, а температура жидкости в нижней части конденсатора падает. В результате переохлаждение жидкости, измеренное на выходе из конденсатора (поз. 10) будет вполне нормальным или даже повышенным.

Наконец, принимая во внимание, что работает только один цилиндр, механическая энергия, передаваемая компрессором хладагенту для обеспечения его циркуляции, также уменьшается. Соответственно уменьшается и потребляемая компрессором электроэнергия, то есть *сила тока, проходящего через электродвигатель, становится заметно меньше*. Простое измерение с помощью амперметра позволяет очень быстро убедиться, что сила тока, потребляемого двигателем, стала гораздо меньше, чем указано на табличке его корпуса.

22.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

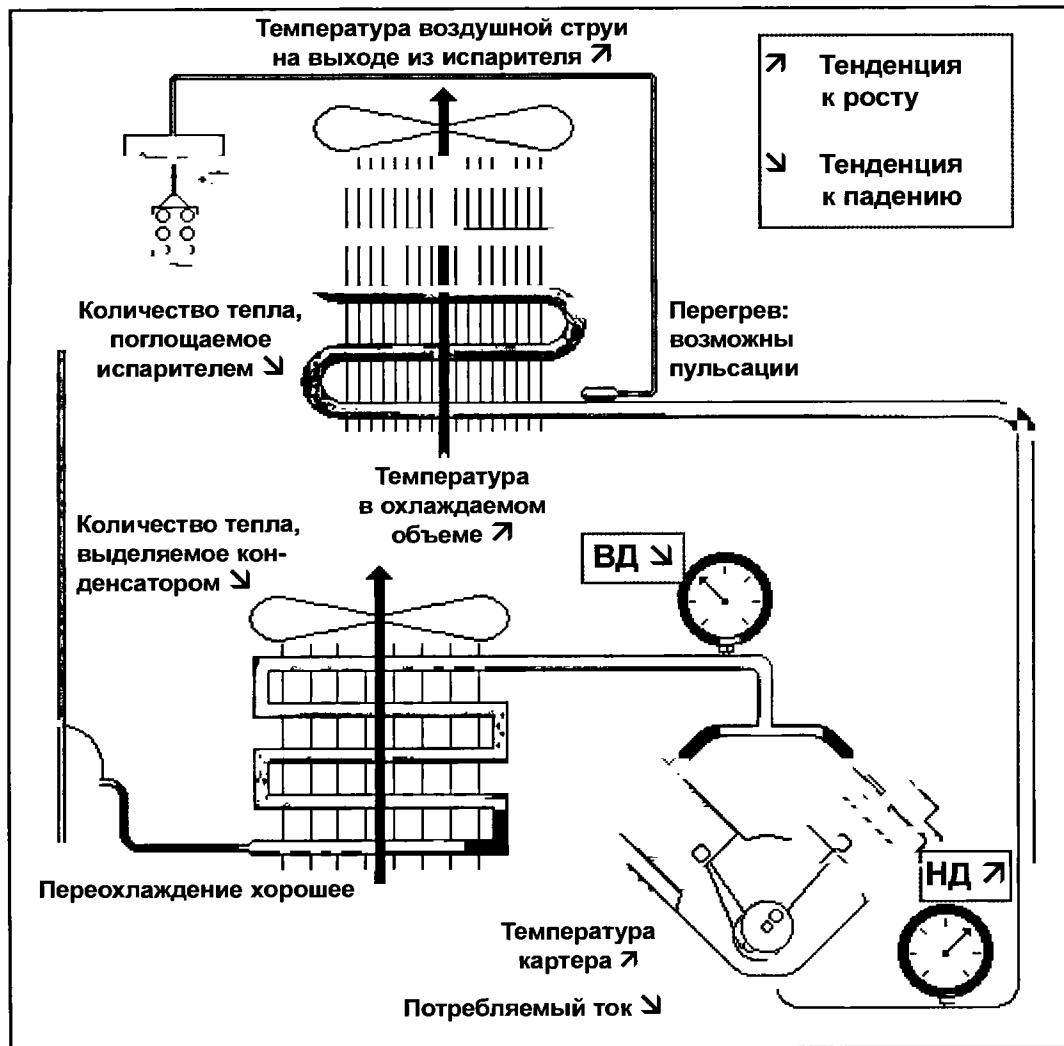


Рис. 22.4.

22.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

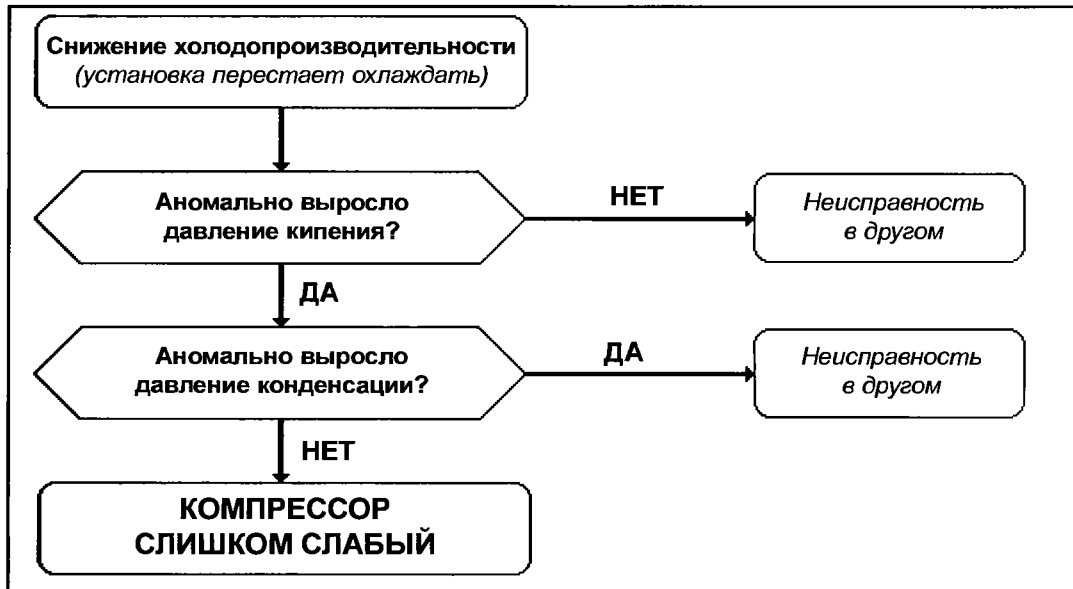


Рис. 22.5.



ОСНОВНЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ЭТОЙ НЕИСПРАВНОСТИ ЯВЛЯЮТСЯ АНОМАЛЬНЫЙ РОСТ ДАВЛЕНИЯ КИПЕНИЯ ПРИ НОРМАЛЬНОМ ИЛИ ДАЖЕ НЕСКОЛЬКО ЗАНИЖЕННОМ ДАВЛЕНИИ КОНДЕНСАЦИИ И НЕДОСТАТОЧНОЙ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ.

Не путайте эту неисправность с неисправностью типа “слишком большой ТРВ”, которая будет давать нормальную холодопроизводительность при одновременном возрастании давления конденсации (неисправность типа “переразмеренный ТРВ” для охладителей жидкости рассматривается в разделе 87.4).

В случае сомнений сравните потребляемый ток со значением тока, указанным на пластинке, которая прикреплена к корпусу компрессора.

22.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

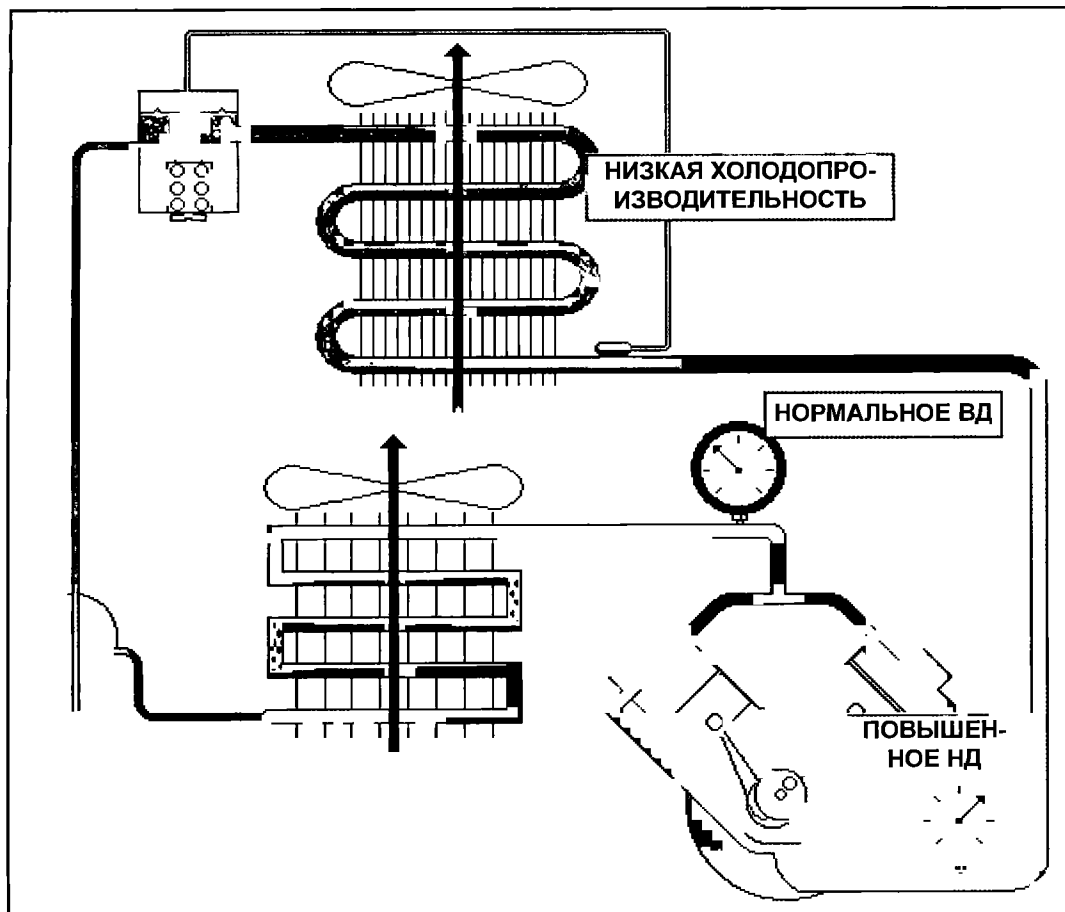
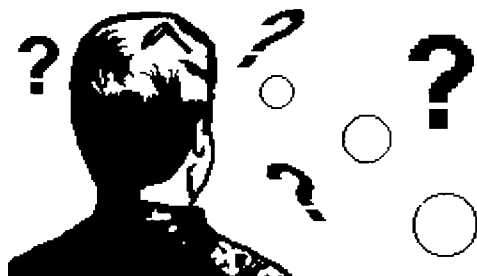


Рис. 22.6.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим на манометры...

О! Здорово выросло давление кипения... Может быть великоват ТРВ?..

Я глупец, это ведь невозможно, потому что холодопроизводительность упала...

Давление конденсации кажется нормальным и даже немного упало...

Следовательно с конденсатором все в порядке...

Значит это ни что иное, как...

СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОМПРЕССОР!

22.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Напомним некоторые дефекты, приводящие к появлению симптомов неисправности “слишком слабый компрессор”.

1. Разрушен или потерял герметичность клапан компрессора

2. Прокладка головки блока или клапанного механизма слишком толстая

3. Цилиндры поцарапаны кусочками разрушенного клапана

Эти дефекты были детально рассмотрены в предыдущем разделе (см. раздел 21 “Разрушение клапанов”).

4. Прокладка головки блока негерметична между полостями НД и ВД

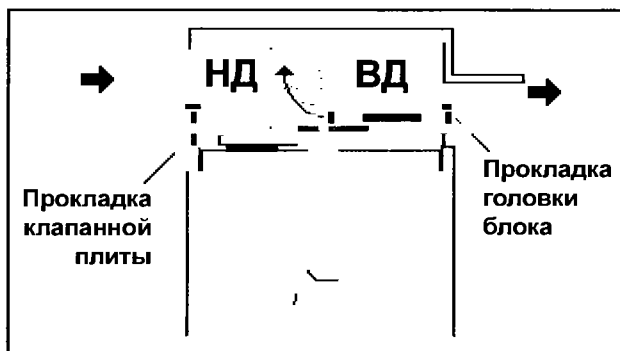


Рис. 22.7.

Прокладка головки блока, установленная между головкой и клапанной плитой, обеспечивает герметичность не только между полостью головки и окружающим пространством, но и между полостями высокого (ВД) и низкого (НД) давлений.

При разборке головки для осмотра или ремонта может оказаться, что прокладка головки прочно “прилипла” к металлу и при ее отрыве она очень легко повреждается или разрушается.

Если при сборке ремонтник установит порванную прокладку (или новую прокладку поставит на плохо очищенную поверхность), может образоваться щель между полостями ВД и НД *внутри самой головки* (см. рис. 22.7).

Заметим, что в этом случае в полость НД будут проникать нагретые при сжатии пары ВД и дополнительно к общим признакам неисправности типа “слишком слабый компрессор” мы будем иметь *сильное повышение температуры корпуса компрессора* (см. рис 22.8).

Поскольку охлаждение двигателя достигается только за счет всасываемых паров, подъем температуры может оказаться столь значительным, что приведет к остановке компрессора по команде от встроенного реле тепловой защиты (Klixon, Kriwan, INT 69...).

Таким образом, перед заменой прокладок необходимо подумать не только о проверке их состояния и смазке холодильным маслом, но и о чистоте поверхностей металла и самой прокладки (с обеих сторон).

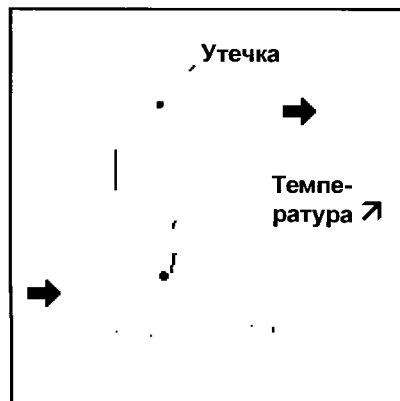


Рис. 22.8.

5. Компрессор работает вполне нормально, но его производительность ниже производительности испарителя

Эта проблема главным образом может возникнуть, если при замене компрессора в описание нового агрегата вкралась ошибка.



С целью устранения данной проблемы следует настоятельно рекомендовать ремонтникам проявлять максимум внимания при составлении выписок из описаний агрегатов, предназначенных для замены.

Каждый раз при необходимости замены какого-либо агрегата ремонтник должен четко понимать, что только ему самому необходимо изучить каталоги и обзвонить поставщиков, чтобы получить нужные материалы и агрегаты. Тем не менее, автору этого учебника доводилось знать одного ремонтника, который для заказа компрессора ограничился таким описанием: *кожух герметичный, черного цвета, всасывание 7/8", нагнетание 5/8"!*

6. Не работает или плохо настроен регулятор производительности

Если компрессор оборудован системой регулирования производительности, недостаток мощности может быть вызван плохой работой этой системы. Например, если регулировка производительности осуществляется за счет разгрузки цилиндров, недостаток мощности может возникать из-за плохой настройки регулятора, неисправности в электроклапане разгрузки цилиндра, механических поломок в управляющем тракте...

Контроль работы электроклапанов, ощупывание головки блока, измерение потребляемой силы тока могут оказаться весьма полезными для оценки реального режима работы компрессора.

Если регулировка мощности осуществляется при помощи регулятора производительности, неисправность может быть вызвана паразитной инжекцией горячего газа, происходящей по разным причинам (см. также раздел 31.1 "Регулятор производительности. Способ применения").

Возьмем в качестве примера установку, оборудованную регулятором производительности с перепуском горячего газа с выхода компрессора на выход из ТРВ (см. рис 22.9).

Если ремонтник констатирует падение холодопроизводительности (слишком высокая температура в охлаждаемом помещении) при наличии признаков "слишком слабого компрессора" (давление конденсации кажется нормальным, давление кипения повышено), простое ощупывание перепускного патрубка (*поз. 1*) позволит ему тотчас же понять, что регулятор производительности открыт, в то время как при повышенной температуре окружающей среды он должен быть герметично закрыт.

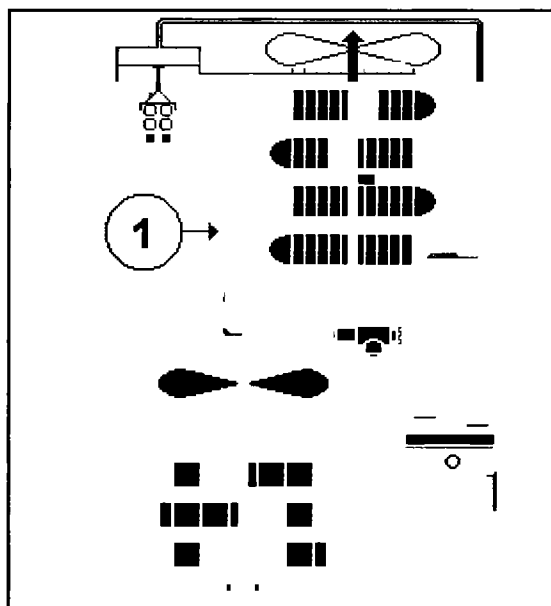
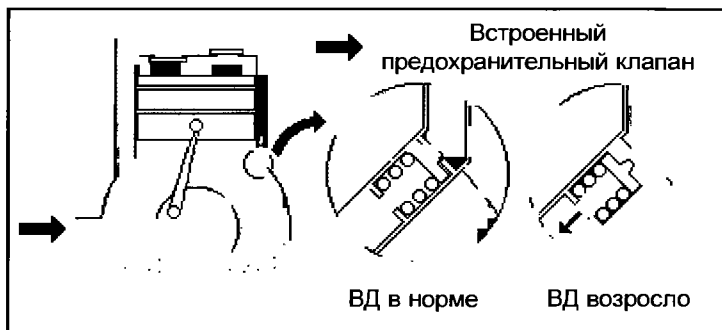


Рис. 22.9.

Тогда ремонтнику следует только установить причину того, что регулятор производительности открыт, хотя давление кипения повышено (плохая настройка, механическая блокировка...), и устранить эту неисправность.

7. Негерметичность встроенного предохранительного клапана компрессора

Некоторые конструкторы предусматривают установку внутри компрессора предохранительного клапана между нагнетающим коллектором и картером (см. рис. 22.10).



Этот клапан предназначен для сброса ВД при его опасном повышении (например, в случае неожиданного закрытия вентиля нагнетания) и ограничения роста давления нагнетания путем сброса избыточного давления через байпасную магистраль из полости нагнетания в картер.

Рис. 22.10.

Пружина этого клапана тарируется разработчиком таким образом, чтобы клапан оставался закрытым при номинальных условиях работы. С другой стороны, *как только рост давления нагнетания становится опасным*, сила, действующая на клапан, приводит к сжатию пружины и открытию клапана. Газ ВД сбрасывается в картер и клапан вновь закрывается. Если давление нагнетания опять возрастает, процесс повторяется.

Может случиться так, что этот клапан плохо закрывается или заклинивается в открытом положении и постоянно пропускает некоторое количество паров ВД в картер.

В зависимости от размеров утечки, эта неисправность дает аналогичные симптомы, как и при негерметичности прокладки между полостями ВД и НД, особенно в части аномально высокой температуры корпуса компрессора (как правило, приводящей к отключению компрессора встроенным реле тепловой защиты), а также аномально большую продолжительность процесса откачки хладагента из испарителя с помощью компрессора и быстрый подъем давления после остановки компрессора по окончании процесса откачки (если утечки очень большие, откачать хладагент вообще становится невозможным).

8. Компрессор, рассчитанный на питание переменным током с частотой 60 Гц, подключен к сети с частотой 50 Гц

Напомним, что скорость вращения электромотора переменного тока зависит от частоты в сети.

Так, например, мотор, изготовленный в США и предназначенный для использования в сети переменного тока с частотой 60 Гц, будучи включенным в европейскую сеть с частотой 50 Гц, вместо предусмотренных паспортом 1720 об/мин дает только около 1440 об/мин.

Эта проблема главным образом может встретиться либо при использовании компрессоров, изготовленных в США, либо изготовленных в Европе и предназначенных на экспорт для использования в странах, где частота переменного тока составляет 60 Гц.

Если такой компрессор подключить к сети с частотой тока 50 Гц, то его число оборотов упадет примерно на 17% и настолько же упадет холодопроизводительность.

Чтобы устранить это несоответствие, некоторые конструкторы предлагают использовать различные хладагенты в зависимости от того, какая частота переменного тока принята в электросети, с целью поддержания одной и той же холодопроизводительности.

Например, Carrier использовал R500 (вместо R12) в некоторых тепловых насосах, изготовленных в США и оборудованных компрессорами на 60 Гц.

Следовательно, необходимо учитывать, что машина этого типа (пластинка на корпусе ясно указывает, что используемый хладагент – R500), заправленная после ремонта хладагентом R12, будет иметь пониженную холодопроизводительность.

Заметим, что R500, также как и R12, относится к категории хлорфторуглеродов (CFC) и предназначен к снятию с производства и исключению из обращения.

9. Поплавок маслоотделителя заклинило в открытом положении

Маслоотделитель, редко используемый в кондиционерах, очень широко применяется в промышленном и торговом холодильном оборудовании (см. раздел 28).

Поскольку в задачу нашего учебника не входит подробное рассмотрение технологии холодильных циклов, напомним просто, что отделитель масла в основном предназначен для максимально возможного ограничения циркуляции масла по холодильному контуру за счет его отделения от хладагента на выходе из компрессора в нагнетающей магистрали и возвращения в картер компрессора.

Отделяемое от хладагента масло постепенно накапливается внизу маслоотделителя (см. рис. 22.11).

Уровень масла поднимается и приподнимает поплавок с прикрепленным к нему клапаном, игла которого при этом открывает отверстие в сливной трубке и масло под действием ВД возвращается в картер компрессора.

Может случиться так, что поплавок заклинит в открытом положении (механическое заедание, попадание посторонней частицы под иглу). В этот период полость нагнетания окажется постоянно соединенной с картером, что даст точно такие же симптомы, как и порванная прокладка головки блока.

Обнаружить эту неисправность достаточно легко – при касании сливной трубки, соединяющей маслоотделитель с картером, можно заметить, что она постоянно горячая.

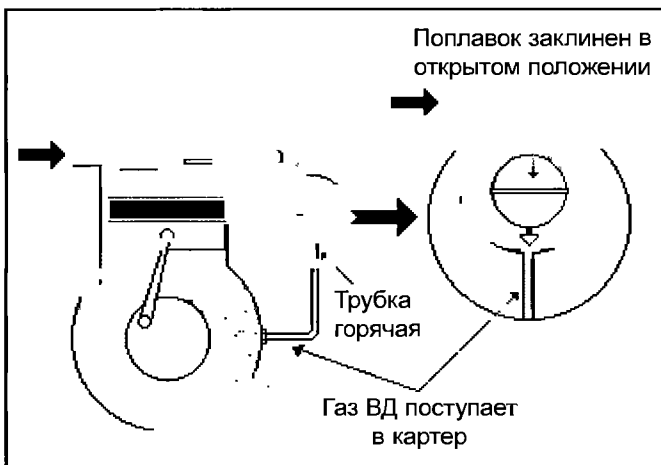


Рис. 22.11.

10. Упало число оборотов компрессора

Эта неисправность главным образом возникает при использовании сальниковых компрессоров (двигатель находится снаружи). Падение числа оборотов компрессора может явиться следствием износа или слабого натяжения ременной передачи. В этом случае неисправность быстро устраняется либо заменой ремней, либо регулировкой натяжения.

Но падение числа оборотов может быть также из-за слишком маленького диаметра шкива электродвигателя. В этом случае перед заменой шкива необходимо убедиться, что компрессор может выдержать более высокое число оборотов, и что электромотор имеет достаточный резерв мощности для обеспечения повышения числа оборотов. Действительно, потребляемая электрическая мощность растет с ростом числа оборотов компрессора, поэтому необходимо предварительно изучить кривую роста потребной мощности при увеличении числа оборотов компрессора, которая прилагается к документации на компрессор его изготовителем, чтобы определить необходимую для новой скорости вращения электрическую мощность.

Если подтверждается необходимость замены мотора на более мощную модель, следует предусмотреть некоторые моменты. Действительно, если новый мотор может потреблять явно большую мощность, возрастает сила тока и необходимо, чтобы все электрооборудование было рассчитано на это увеличение (сечение электропроводки и соединительных проводов, мощность плавких предохранителей, размер контакторов, диапазон регулирования реле тепловой защиты...).

Более того, новый мотор может иметь другие габариты и установочные размеры, другой диаметр оси (для насаживания шкива). Скорее всего он потребует также замены ременной передачи (другая длина, другое сечение).

Заметим, что с оборудованием типа "Инвертор" (преобразователь частоты), которое регулирует число оборотов путем изменения частоты тока источника питания, или при использовании двигателей постоянного тока с регуляторами напряжения и выпрямителями, управление производительностью компрессора производится с помощью электронного устройства.

Прежде, чем ставить окончательный диагноз, необходимо убедиться в том, что компрессор способен вращаться с максимальным числом оборотов, например, задав максимальное значение потребной холодопроизводительности.

11. Слишком высокая тепловая нагрузка

Хотя этот случай не позволяет говорить о наличии неисправности именно в установке (потому, что установка, пусть и недостаточной холодопроизводительности, работает вполне нормально), ремонтник должен уметь распознавать проблемы, возникающие при слишком больших тепловых нагрузках по отношению к номинальной холодопроизводительности установки.

В качестве примера укажем на такие обстоятельства, когда в кондиционируемом помещении сильно возрастает температура из-за того, что в разгаре лета окна оставлены открытыми или если шторы, защищающие огромные застекленные проемы от прямых солнечных лучей, не опущены.

Точно такая же проблема возникает в холодильной камере с плохой теплоизоляцией или в камере с постоянно открытыми дверьми, а также если закладываемые на хранение продукты имеют очень большую массу или высокую температуру.

Температура в охлаждаемом объеме при этом падает очень медленно и давление кипения остается аномально высоким (так как полный температурный перепад почти постоянный), что может ошибочно заставить думать о нехватке производительности компрессора.

12. Золотник клапана обратимости цикла в тепловом насосе застрял в среднем положении

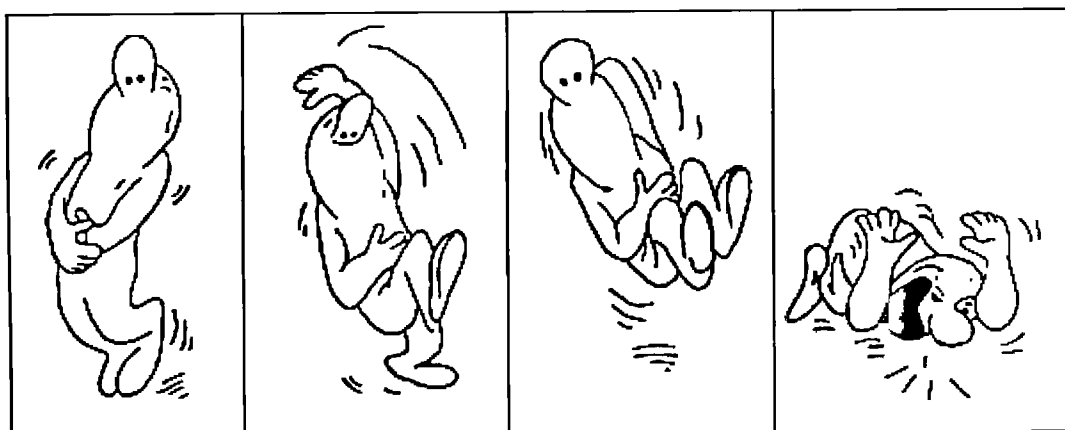


Рис. 22.12.

При работе теплового насоса может случиться так, что золотник клапана обратимости цикла заклинит в промежуточном положении (см. рис. 22.12).

В этот момент образуется более или менее свободный проход между полостями всасывания и нагнетания, что может привести к появлению тех же признаков, что и при неисправности типа “слишком слабый компрессор”.

Подробнее смотри раздел 52 “Четырехходовой клапан обратимости” и раздел 60 “Оттайка”.



Думаете, что не хватает хладагента?

А может быть слабый ТРВ?

А вдруг это слабый испаритель?

Нет! Вы наконец определились. Это преждевременное дросселирование!

23. ЧРЕЗМЕРНАЯ ЗАПРАВКА

23.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

Неисправностью типа “чрезмерная заправка” мы будем называть такую неисправность холодильной установки, при которой причиной дефекта является слишком большое количество хладагента внутри холодильного контура. Рассмотрим симптомы этой неисправности.

А) Проявления в системе компрессор/конденсатор

Количество хладагента, содержащегося в испарителе, регулируется при помощи ТРВ, поэтому возможные излишки жидкости там находиться не могут.

Единственными местами контура, где есть для этого свободное пространство, являются конденсатор и жидкостной ресивер.

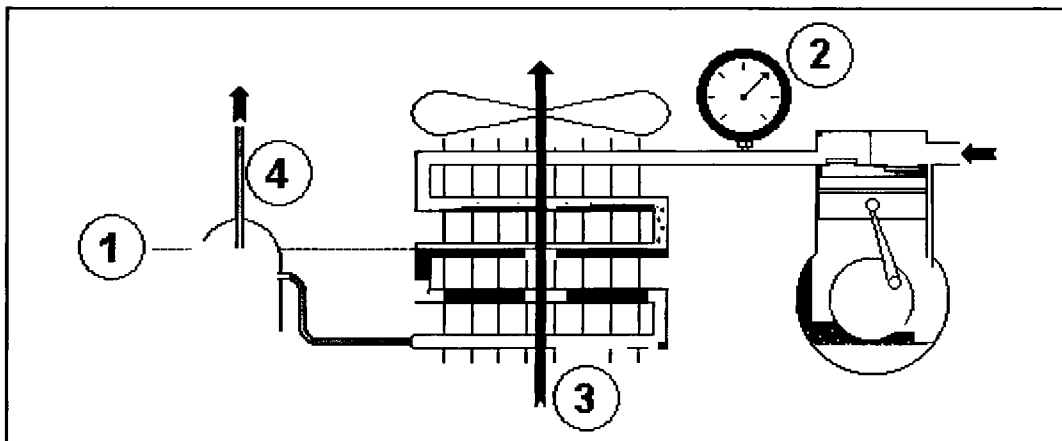


Рис. 23.1.

Следовательно, в этих двух элементах контура и могут находиться излишки хладагента. Вначале уровень жидкости начнет подниматься в ресивере (назначение которого как раз и заключается в том, чтобы противостоять колебаниям уровня жидкости), затем, по мере его заполнения, внутри конденсатора (*поз. 1 на рис. 23.1*).

Таким образом, уровень жидкости в конденсаторе окажется аномально высоким. Настолько же уменьшится поверхность теплообмена, предназначенная для того, чтобы снизить перегрев после конденсации паров, которые непрерывно поступают из магистрали нагнетания компрессора.

Ввиду снижения поверхности теплообмена, охлаждение газа, поступающего в конденсатор, ухудшается, что приводит к повышению температуры насыщенных паров (а следовательно, и давления) и аномальному росту давления конденсации (*поз. 2. См. также раздел 35 “Регулирование конденсаторов с воздушным охлаждением при помощи регулятора давления конденсации”*).

С другой стороны, поскольку низ конденсатора залит жидкостью, которая там находится, остается в контакте с наружным воздухом гораздо дольше (*поз. 3*), что приводит к парадоксу: охлаждение улучшается.

В результате чрезмерная заправка хладагента вызывает одновременно уменьшение размеров зоны конденсации и увеличение зоны переохлаждения.

Поскольку давление конденсации увеличено, а жидкость, покидающая конденсатор, отлично охлаждается, переохлаждение, замеренное на выходе из ресивера (*поз. 4*), будет превосходным и даже аномально высоким.

Б) Проявления в системе испаритель/компрессор

Поскольку давление конденсации повышено, газы, заключенные во вредном пространстве при нахождении поршня в верхней мертвой точке, имеют более высокое давление, что приводит к снижению массового расхода газа через компрессор и падению холодопроизводительности (см. раздел 9 "Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность").

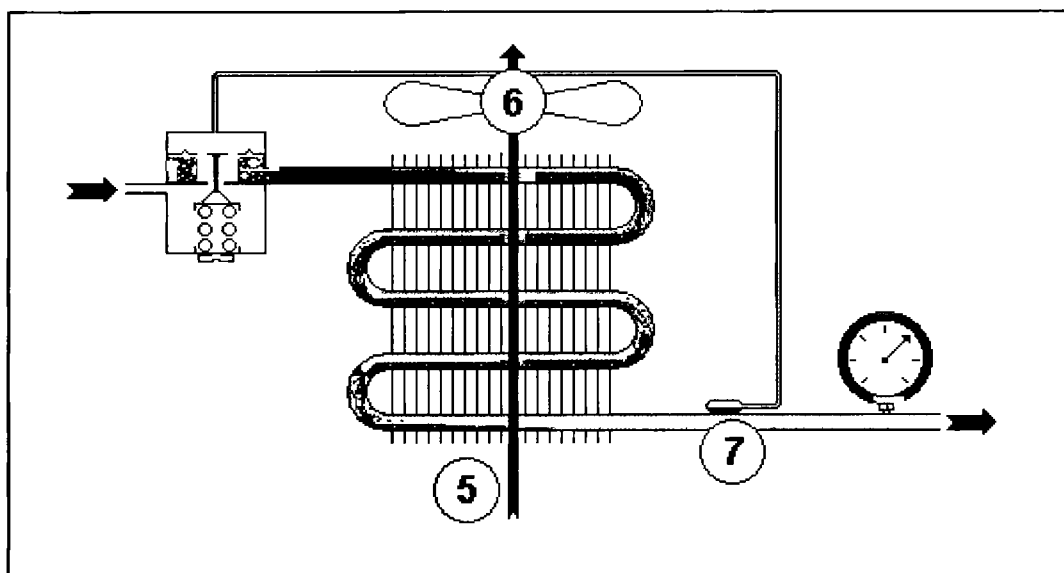


Рис. 23.2.

Из-за падения холодопроизводительности охлаждение помещения, где установлен испаритель, ухудшается (в пределе, при большой избыточной заправке, установка может быть выключена предохранительным реле ВД).

Повышение температуры в охлаждаемом помещении приводит к росту температуры воздуха на входе в испаритель (*поз. 5* на рис. 23.2).

Повышение температуры в охлаждаемом помещении при одновременном падении холодопроизводительности обуславливает рост температуры воздушной струи на выходе из испарителя (*поз. 6*).

В дополнение к этому, из-за повышения давления конденсации, растет производительность ТРВ (см. раздел 8.1 "Производительность ТРВ").

Поскольку испаритель с пониженной холодопроизводительностью запитан через ТРВ с повышенной пропускной способностью, может возникнуть опасность пульсаций ТРВ, причем перегрев, измеренный в точке крепления термобаллона (*поз. 7*), будет вполне нормальным или даже пониженным.

В) Проявления в компрессоре

Напоминание 1. Вне зависимости от причины, если одно из двух рабочих давлений (кипения или конденсации) изменяется в каком-либо направлении, другое давление всегда имеет тенденцию к изменению в том же направлении, за исключением специфической неисправности типа “слишком слабый компрессор”, при которой давление конденсации падает, в то время как давление кипения растет (см. рис. 23.3).

Итак, мы смогли убедиться, что избыток хладагента в контуре вызывает повышение давления конденсации, приводящее к снижению массового расхода газа, который может пропустить компрессор.

В результате, поскольку давление конденсации повышается и компрессор всасывает хладагента меньше, чем обычно, давление кипения также будет иметь тенденцию к повышению (поз. 8 на рис. 23.4).

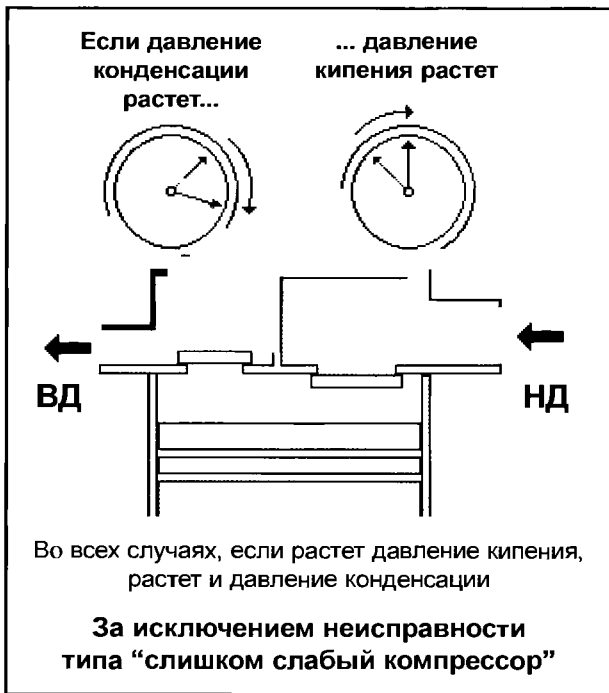


Рис. 23.3.

Напоминание 2. Энергия, которую двигатель должен передать компрессору (и которую он потребляет из электросети), главным образом зависит от величины давления конденсации, препятствующего подъему поршня при сжатии газа в цилиндре (см. раздел 10 “Влияние величины давления конденсации на силу тока, потребляемого электромотором компрессора”).

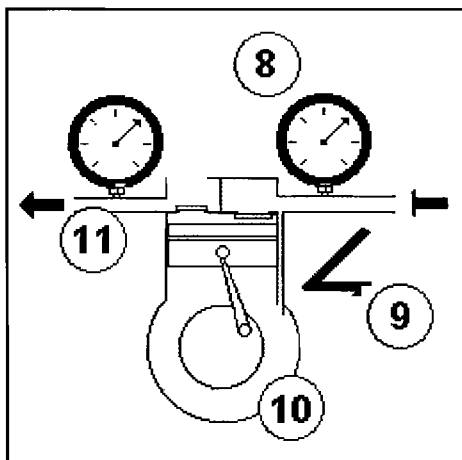


Рис. 23.4.

Поскольку при чрезмерной заправке давление конденсации растёт, компрессор будет потреблять из сети гораздо больший ток (поз. 9 на рис. 23.4).

Напомним, что охлаждение двигателя герметичных или бессальниковых компрессоров обеспечивается при помощи всасываемых паров.

Ввиду того, что чрезмерная заправка приводит к снижению массового расхода этих паров, охлаждение мотора будет ухудшаться (если только переразмеренный ТРВ не вызовет периодических гидроударов).

Более того, вследствие увеличения силы потребляемого тока по сравнению с нормой, двигатель будет еще больше перегреваться.

Так как мотор из-за ухудшения охлаждения и повышения силы тока сильно нагрет, температура картера (точка 10), также как и температура нагнетающей магистрали (точка 11), возрастут.

Заметим, наконец, что полный перепад температур на конденсаторе будет также аномально высоким, потому что температура конденсации будет гораздо выше (в соответствии с ростом давления конденсации), чем температура воздуха на входе в конденсатор.

Замечание 1. Чтобы отличить неисправность типа “чрезмерная заправка” от неисправности, обусловленной наличием в хладагенте неконденсирующихся примесей, часто возникает необходимость проверки наличия таких примесей (см. раздел 24 “Проверка наличия в контуре неконденсирующихся примесей”).

Итак, примем за правило – никогда не запускать холодильный агрегат после остановки (особенно, если он неисправен) до того, как смонтированы манометры и выяснен вопрос о том, взаимосвязана ли температура, соответствующая показанию манометра ВД, с температурой воздуха на входе в конденсатор.



ВНИМАНИЕ! Не путайте чрезмерную заправку с наличием в контуре неконденсирующихся примесей.

Замечание 2. Если факт чрезмерной заправки установлен, значит ремонтник должен слить часть хладагента из контура.

Вплоть до начала 90-х годов на холодильных установках свободно практиковался сброс хладагента в атмосферу без принятия специальных мер предосторожности. Однако хлорфторуглероды (СFC) создали такие проблемы для окружающей среды, главным образом в части влияния на толщину озонового слоя, защищающего Землю от некоторых видов ультрафиолетового излучения, что в кратчайший срок были приняты очень жесткие и суровые ограничения в этом вопросе (см. раздел 58.).



В результате необходимо быть готовыми к значительным переменам, которые наступят в вашей повседневной работе, в частности, к использованию и широкому распространению средств и техники, обеспечивающих слив хладагентов без их выброса в атмосферу (эта техника изучается в разделе 57 “Проблема слива хладагентов”).

23.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

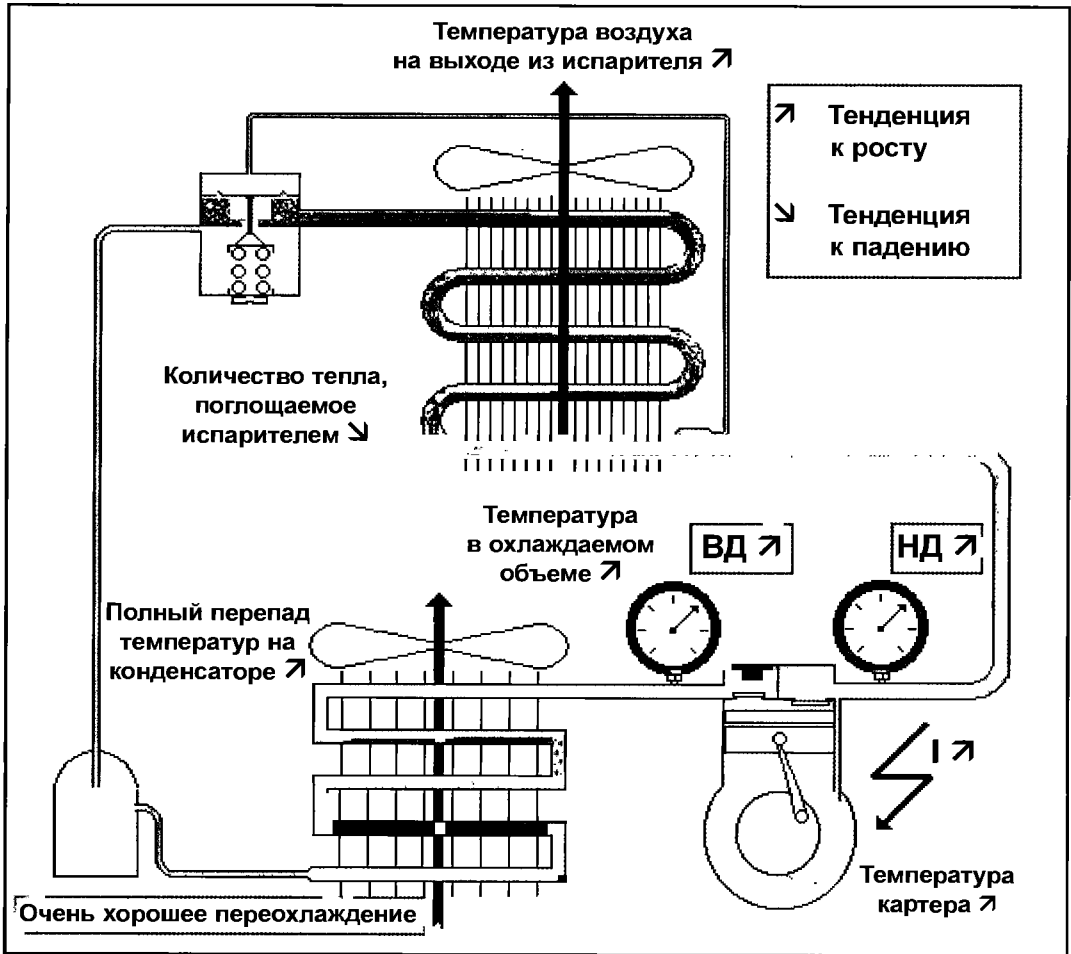


Рис. 23.5.



ВНИМАНИЕ! Не путайте неисправность “избыток хладагента” с неисправностью “неконденсируемые газы”, рассматриваемой в разделе 25.



Для оценки переохлаждения при использовании:

Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.

R407C см. раздел 102.2.

R410A см. раздел 102.3.

23.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ



Рис. 23.6.

Неисправности, приводящие к росту давления конденсации, сравнительно легко распознаются.

- ▶ Посредственное переохлаждение означает слишком слабый конденсатор (очень часто конденсатор просто грязный).
- ▶ Хорошее переохлаждение означает либо чрезмерную заправку, либо наличие в хладагенте неконденсирующихся примесей.



Избыток хладагента в установках с конденсаторами водяного охлаждения см. в разделе 68.

23.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

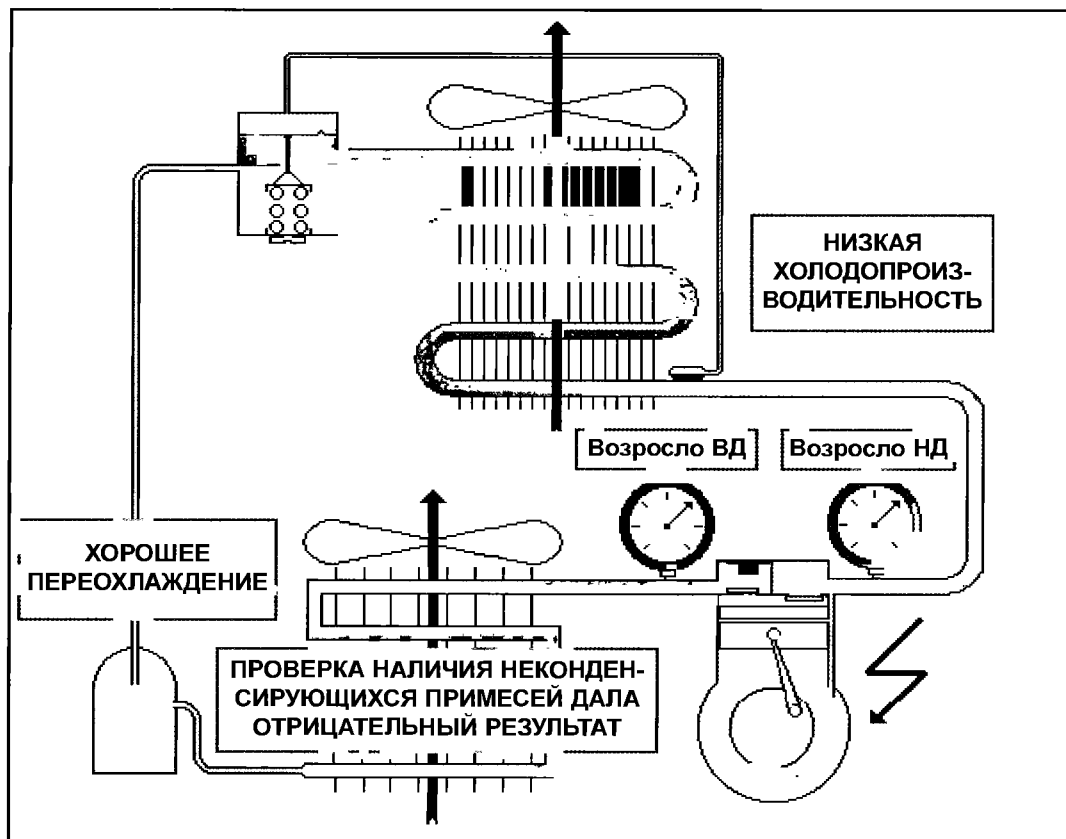
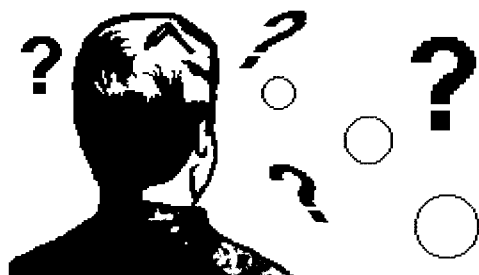


Рис. 23.3.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим...

О! Давление кипения возросло!.. Может быть разрушен клапан?..

Нет, давление нагнетания тоже сильно выросло... Слишком слабый конденсатор?..

Невозможно, переохлаждение очень хорошее...

Что дала проверка наличия неконденсирующихся примесей?.. Таких нет...

Следовательно, это ни что иное, как

ЧРЕЗМЕРНАЯ ЗАПРАВКА!

23.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Неисправность типа “чрезмерная заправка” имеет обыкновение проявляться с наступлением первых теплых дней, главным образом в тех установках, которые предназначены для работы в межсезонье при наружных температурах, скорее пониженных, и конденсатор с воздушным охлаждением которых либо плохо регулируется, либо не регулируется совсем.

Чтобы более наглядно обрисовать ситуацию, представим себе нормально заправленную установку такого типа, вполне удовлетворительно работающую в течение всего лета. С первыми холодами уменьшение наружной температуры приведет к заметному падению давления конденсации, если установка не имеет хорошего регулирования.

Снижение давления конденсации в свою очередь приведет к ухудшению снабжения ТРВ, а следовательно, и испарителя жидким хладагентом, что вызовет падение давления кипения и даже может привести к отключению компрессора предохранительным прессостатом НД.

Если для устранения этой неисправности будет приглашен недостаточно опытный ремонтник, он заметит, что конденсатор переразмерен, и может соблазниться искушением принять *временные меры*, заключающиеся в дозаправке установки, что уменьшит поверхность теплообмена конденсатора, снижая тем самым его производительность, и позволит несколько улучшить работу установки при относительно невысокой температуре окружающей среды (конечно, более опытный и добросовестный ремонтник в первую очередь предложит потребителю соответствующую регулировку давления конденсации).

По прошествии зимы, с наступлением первых теплых дней, недостаточная поверхность теплообмена конденсатора быстро приведет к значительному росту давления конденсации, обуславливая отключение компрессора предохранительным реле ВД, и приглашенный ремонтник (часто, тот же самый) зафиксирует чрезмерную заправку, после чего произведет слив части хладагента (и так далее...).

Таким образом, чрезмерная заправка, к сожалению, зачастую обусловлена *недостатком опыта* у ремонтника (или монтажника), вследствие чего он заправляет установку, как говорится “под завязку”, считая, что тем самым гарантируется нормальная ее работа, *если вдруг в установке имеется негерметичность*.

В качестве напоминания укажем также на случай слишком маленького жидкостного ресивера, который дает *точно такие же симптомы*, как чрезмерная заправка.

Жидкостной ресивер слишком мал

Для упрощения операций по обслуживанию размер жидкостного ресивера часто выбирают таким образом, чтобы он вмещал весь хладагент, залитый в установку (см. раздел 16 “Проблема заправки хладагентом”, в котором детально рассмотрены проблемы, обусловленные неправильным выбором размеров ресивера).

В дальнейшем мы также увидим, что установка регулятора давления конденсации требует оснащения контура ресивером большой емкости, в противном случае с наступлением первых теплых дней могут появиться симптомы чрезмерной заправки (см. раздел 36 “Регулирование давления конденсации. Анализ неисправностей”).

24. ПРОВЕРКА НАЛИЧИЯ В КОНТУРЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ

А) Влияние неконденсирующихся примесей

Вначале напомним, что согласно *закону Дальтона*, полное давление смеси газов в замкнутом объеме равно сумме парциальных давлений каждого из газов, определяемых как если бы они занимали объем смеси каждый в отдельности.

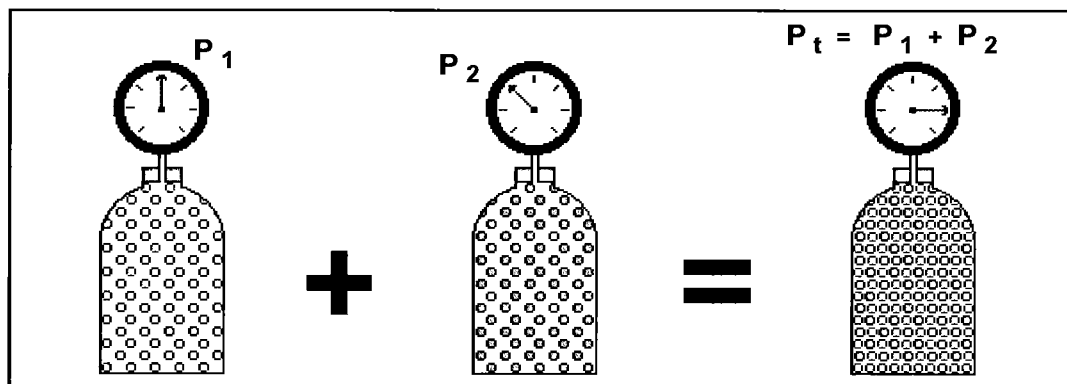


Рис. 24.1.

Поэтому, если внутри холодильного контура находятся неконденсирующиеся газы (как правило, воздух или азот), парциальное давление этих газов добавляется к нормальному давлению паров хладагента (см. рис. 24.1), давая аномальное повышение полного давления.



Таким образом, аномальный рост давления конденсации является первым следствием наличия значительного количества неконденсирующихся примесей в холодильном контуре.

Б) Как неконденсирующиеся примеси могут проникать внутрь холодильного контура?

Причиной наличия неконденсирующихся примесей внутри холодильного контура часто являются ошибочные действия, например:

- ▶ Плохое вакуумирование контура или наличие при вакуумировании участков контура, изолированных от вакуумного насоса (закрыты ручные вентили или электроклапаны).
- ▶ Попадание воздуха в контур при неумелых действиях ремонтника при вскрытии контура для замены или проверки каких-либо агрегатов.

Внимание! После установки манометрического коллектора, если ремонтник не продул гибкие шланги, внутри них и в самом коллекторе будет находиться воздух (см. рис. 24.2).

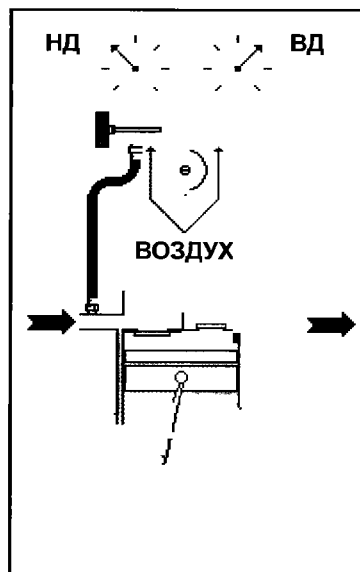


Рис. 24.2.

Впоследствии, если возникнет необходимость использовать технологические вентили коллектора, например, для дозаправки установки, воздух, находящийся в гибких шлангах, имеет серьезные шансы попасть в контур.

Такие ошибочные действия **двойне вредны**: во-первых, в контур попадает влага, которая может вызвать образование в контуре кислот, во-вторых, попавший в контур воздух своим парциальным давлением будет увеличивать нормальное давление в контуре.

Примечание. Количество паров воды, содержащихся в атмосферном воздухе, достаточно велико. Например, при температуре воздуха 21°C и относительной влажности 40 % в одном килограмме воздуха содержится более 6 г воды, а при температуре 29°C и относительной влажности 60 % – более 15 г (см. раздел 72).

В) Где в контуре скапливаются неконденсирующиеся примеси?

Эти примеси не могут оставаться в жидкостной магистрали или в испарителе, так как оттуда они вытесняются жидким хладагентом.

Так как неконденсирующиеся примеси легче, чем пары хладагента, небольшое их количество может находиться в нагнетающем патрубке, но главным образом они скапливаются в верхней части жидкостного ресивера, откуда они больше не могут выйти из-за наличия в ресивере сифонной трубки.

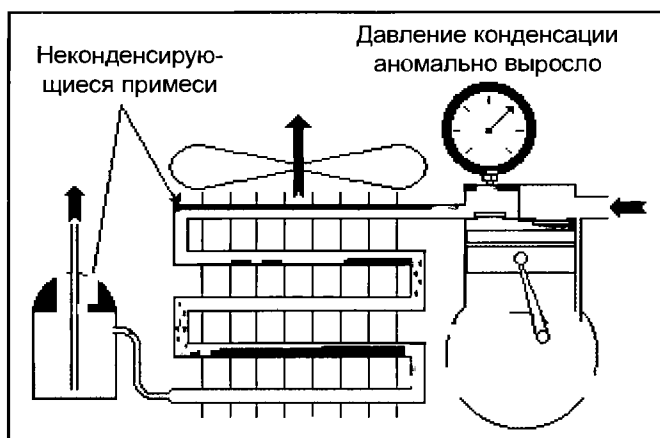


Рис. 24.3.

Таким образом, неконденсирующиеся примеси накапливаются вверху ресивера и их давление добавляется к давлению конденсации, приводя к аномальному его росту, а следовательно, и к росту полного перепада температур на конденсаторе (см. рис. 24.3).

Г) Как проверить наличие неконденсирующихся примесей?

Вначале нужно удостовериться, что конденсатор нормально заполнен жидким хладагентом. Для этого рекомендуется жидкость перекачать в ресивер, закрыв выходной вентиль ресивера и заставив компрессор работать до тех пор, пока он не отключится предохранительным реле низкого давления.



После этого компрессор обязательно должен оставаться выключенным, чтобы не подводить дополнительного тепла в конденсатор.

Теперь необходимо **включить обдув конденсатора при помощи вентиляторов**, чтобы уравновесить температуру жидкого хладагента в конденсаторе с температурой окружающей среды.

Вначале давление в конденсаторе резко упадет, затем скорость падения давления уменьшится и вскоре давление стабилизируется (как правило, обдув необходимо производить по меньшей мере в течение четверти часа).

После этого достаточно при помощи хорошего термометра измерить температуру воздуха, продуваемого через конденсатор, и сравнить эту температуру с температурой, соответствующей показанию манометра ВД, по шкале взаимосвязи между давлением и температурой для используемого в контуре хладагента.

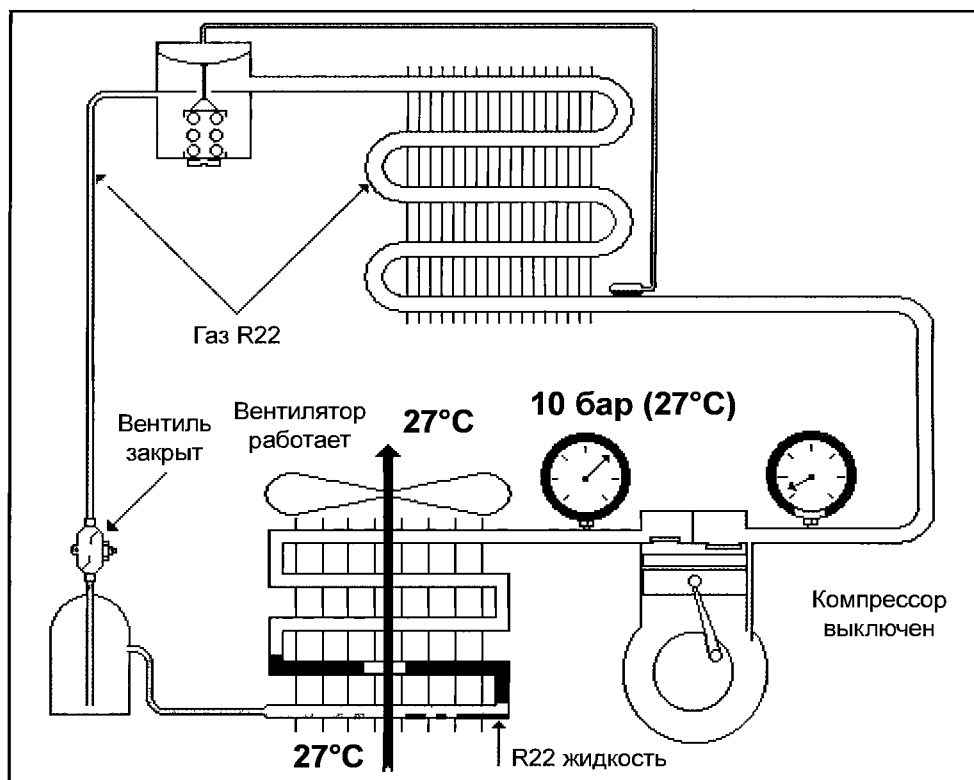


Рис. 24.4.

Например (см. рис. 24.4), если температура воздуха, обдувающего конденсатор, равна 27°C (компрессор при этом должен быть выключен), а контур заправлен хладагентом R22, то после наступления равновесия манометр ВД должен показывать давление, соответствующее соотношению между температурой и давлением для R22, то есть 10 бар (для R12 это будет около 6 бар, для R134a около 6,1 бар, для R404A примерно 12 бар, 11,3 бар для R407C и 16,4 бар для R410A).



Если соответствующие показания манометра ВД и термометра совпадают с точностью, не хуже 2 К, можно сделать вывод об отсутствии в контуре неконденсирующихся примесей.

Можно также утверждать, что в конденсаторе находится *по меньшей мере одна* молекула жидкого хладагента, поскольку для установления равновесия между температурой и давлением *достаточно единственной молекулы жидкости* (см. раздел 1 “Влияние температуры и давления на состояние хладагентов”).

Примечание. Как правило, манометры ВД, используемые на монтажных площадках, не являются столь точными, как лабораторные приборы. Поэтому допустимая ошибка в показаниях при определении равновесной температуры конденсации может на практике составлять около 2 К.



Для конденсаторов с водяным охлаждением см. раздел 68.

Д) Если термометр и манометр показывают разные температуры!

Чтобы избежать возможных ошибок (не все установки работают обязательно на R22 или R12), необходимо абсолютно точно быть уверенным в марке хладагента, используемого в данной установке (например, можно посмотреть марку хладагента, указанную на термостатическом тракте ТРВ).

Если температура, соответствующая показаниям манометра ВД, больше, чем на 2 К превышает температуру, измеренную термометром, значит в контуре имеются следы неконденсирующихся примесей (чем больше это расхождение, тем большее количество примесей находится в контуре). Если температура, соответствующая показаниям манометра ВД, ниже температуры, измеренной термометром, более, чем на 2 К, тогда в контуре нет ни одной молекулы хладагента в жидкой фазе (контур совершенно пустой).

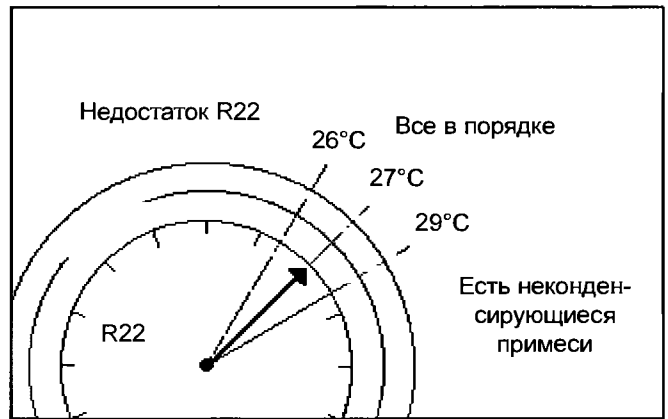


Рис. 24.5.

Очевидно, что используемый термометр должен быть полностью исправен, а тарировка манометра должна быть произведена перед его подключением (см. рис. 24.5).

Е) Как удалить неконденсирующиеся примеси из контура!

Поскольку эти примеси легче, чем пары хладагента, они скапливаются в верхней части жидкостного ресивера. Но жидкий хладагент выходит из ресивера через сифонную трубку, погруженную в него и достигающую до дна ресивера, поэтому неконденсирующиеся примеси не попадают в эту трубку и могут быть полностью удалены, только если в верхней части ресивера имеется выпускной кран или заглушка (см. рис. 24.6).

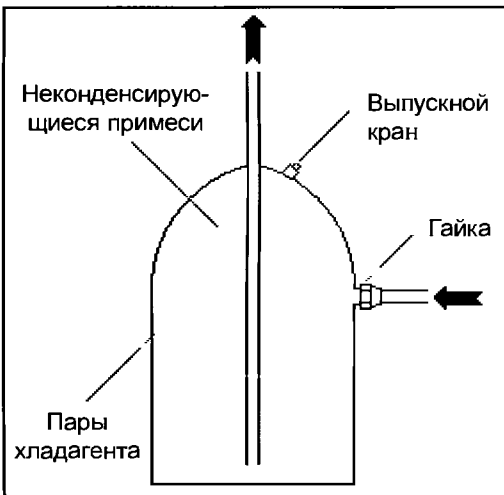


Рис. 24.6.

В некоторых случаях можно стравить часть этих примесей, отвернув гайку на соединении выхода конденсатора со входом в ресивер, если только это соединение не паяное.

Во всех других случаях ремонтник должен будет вакуумировать установку целиком (соблюдая необходимые правила), чтобы полностью удалить неконденсирующиеся примеси, а потом вновь заправить ее (ясно, что это очень большая работа).



Одной из примесей может быть воздух (а следовательно, и влага) в контуре. Поэтому, необходимо проверить цвет индикатора влажности в смотровом стекле, проверить масло на наличие в нем кислоты, и потом выполнить все последующие действия.

25. НЕИСПРАВНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ НАЛИЧИЕМ В КОНТУРЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ

В предыдущем разделе мы обсудили проблему неконденсирующихся примесей в контуре в целом.

В настоящей же главе проанализируем проявления этой аномалии в различных частях контура классической холодильной установки.

А) Проявления в системе компрессор/конденсатор

Неконденсирующиеся примеси (воздух, азот...), какова бы ни была причина их проникновения в контур, не могут оставаться в жидкостной магистрали или в испарителе, откуда они вытесняются хладагентом, проходят в компрессор, а затем нагнетаются в конденсатор и жидкостной ресивер.

Поскольку они более легкие, чем пары хладагента, эти примеси по большей части скапливаются в верхней зоне жидкостного ресивера, откуда они не могут выйти из-за того, что ресивер снабжен сифонной трубкой, погруженной в жидкий хладагент и доходящей до дна ресивера (см. точку 1 на рис. 25.1).

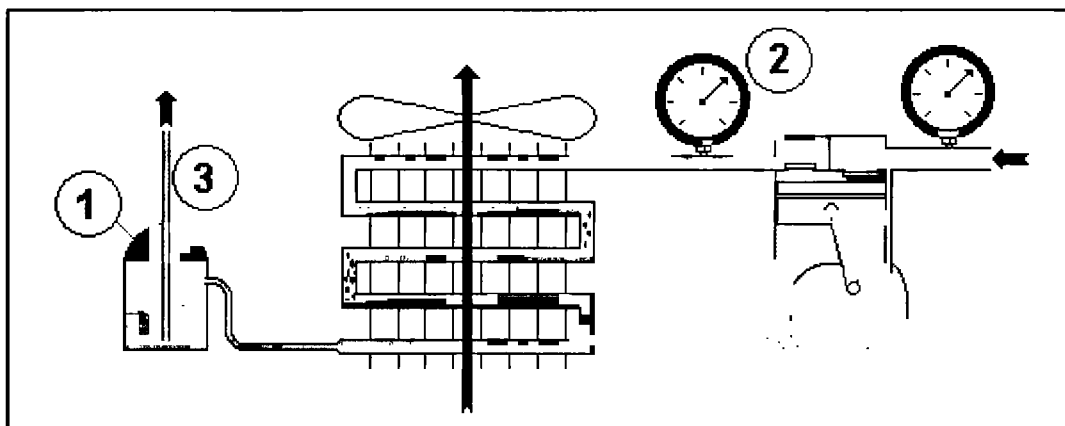


Рис. 25.1.

В соответствии с законом Дальтона для газовых смесей, парциальное давление примесей будет складываться с парциальным давлением паров хладагента (которое является давлением конденсации), в результате чего полное давление, показываемое манометром ВД (точка 2), будет аномально большим.

Поскольку присутствие неконденсирующихся примесей дает искусственно завышенные показания манометра ВД, соответствующие, например, температуре конденсации 55°C, вместо фактического значения этой температуры, равно, допустим, 40°C, переохлаждение жидкости (точка 3) будет казаться исключительно большим (в данном случае, по меньшей мере 15 К) и эта иллюзия будет тем значительнее, чем больше в контуре неконденсирующихся примесей.

Б) Проявления в системе ТРВ /испаритель

Ввиду того, что давление нагнетания возрастает, газ, заключенный во вредном пространстве цилиндра при нахождении поршня в верхней мертвой точке, также будет иметь повышенное давление, что приведет к снижению массового расхода газа, всасываемого компрессором, и как следствие, к снижению холодопроизводительности (см. раздел 9 "Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность").

Снижение холодопроизводительности обуславливает повышение температуры в охлаждаемом помещении (особенно в разгаре лета). В пределе, установка может быть выключена по команде предохранительного реле ВД, что заставит клиента обратиться к ремонтникам, потому что "стало очень жарко".

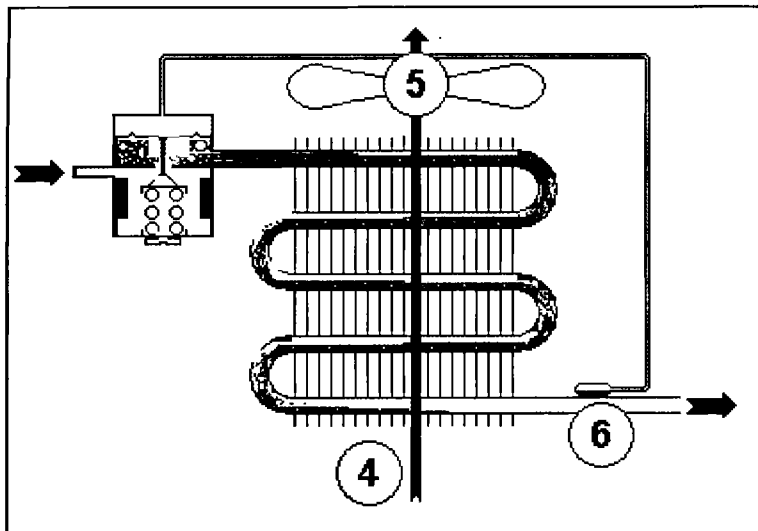


Рис. 25.2.

Повышение температуры в охлаждаемом объеме приводит к повышению температуры воздуха на входе в испаритель (точка 4 на рис. 25.2).

Из-за того, что температура воздуха на входе в испаритель возросла, а холодопроизводительность упала, температура воздушной струи на выходе из испарителя (точка 5) также будет расти.

Рост давления нагнетания сопровождается увеличением производительности ТРВ (см. раздел 8.1 "Производительность ТРВ"), хотя холодопроизводительность испарителя будет падать.

Поскольку ТРВ пропускает больше жидкости, чем выкипает в испарителе, это может привести к пульсациям ТРВ, причем перегрев, измеряемый термобаллоном (точка 6), будет почти нормальным или слегка пониженным.

В) Проявления в компрессоре

Энергия, передаваемая двигателем компрессору (и потребляемая из электросети), главным образом зависит от величины давления нагнетания, препятствующего подъему поршней в цилиндрах во время цикла сжатия газа (см. раздел 10 "Влияние величины давления нагнетания на силу тока, потребляемого электромотором компрессора").

Из-за того, что наличие неконденсирующихся примесей приводит к росту давления нагнетания, электромотор должен будет снабжать компрессор большей энергией и, следовательно, потребляемый им ток увеличится (см. поз. 7 на рис. 25.3).

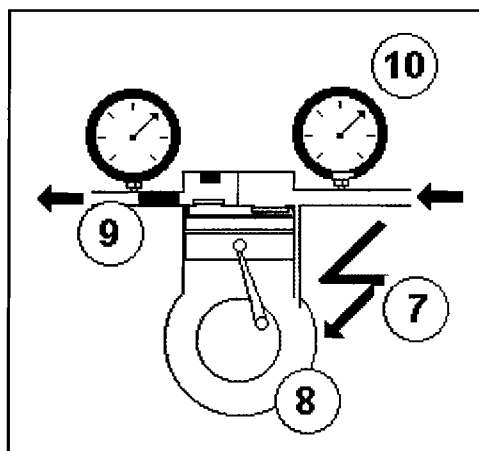


Рис. 25.3.

Напомним, что охлаждение герметичных или бес-сальниковых компрессоров обеспечивается всасываемыми парами хладагента.

В связи со снижением массового расхода по причине роста давления нагнетания, количество всасываемых паров будет падать и охлаждение двигателя компрессора станет хуже, за исключением случая периодических гидроударов, обусловленных переразмеренностью ТРВ.

Вдобавок к этому электродвигатель компрессора начнет потреблять больший ток, в результате чего компрессор будет иметь тенденцию к дополнительному нагреву.

Поскольку электромотор станет нагреваться сильнее, а охлаждаться хуже, температура картера компрессора (поз. 8) будет гораздо выше, чем нормальная температура, и температура газа в нагнетающем патрубке (поз. 9) также вырастет.

Заметим, что при этом температурный напор на входе в конденсатор будет аномально высоким, поскольку температура конденсации, согласно показаниям манометра ВД, будет гораздо выше температуры наружного воздуха.

Наконец, из-за пониженного массового расхода, компрессор всасывает меньше паров, чем обычно, и давление кипения (поз. 10) также будет повышаться.

Будем осторожны! Общие признаки неисправности, обусловленной наличием неконденсирующихся примесей, точно такие же, как и в случае чрезмерной заправки.

Поэтому, чтобы отличить эти неисправности друг от друга, необходимо выполнить проверку наличия в контуре неконденсирующихся примесей.



ВНИМАНИЕ! НЕ ПУТАЙТЕ ЧРЕЗМЕРНУЮ ЗАПРАВКУ С НАЛИЧИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ.

25.1. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

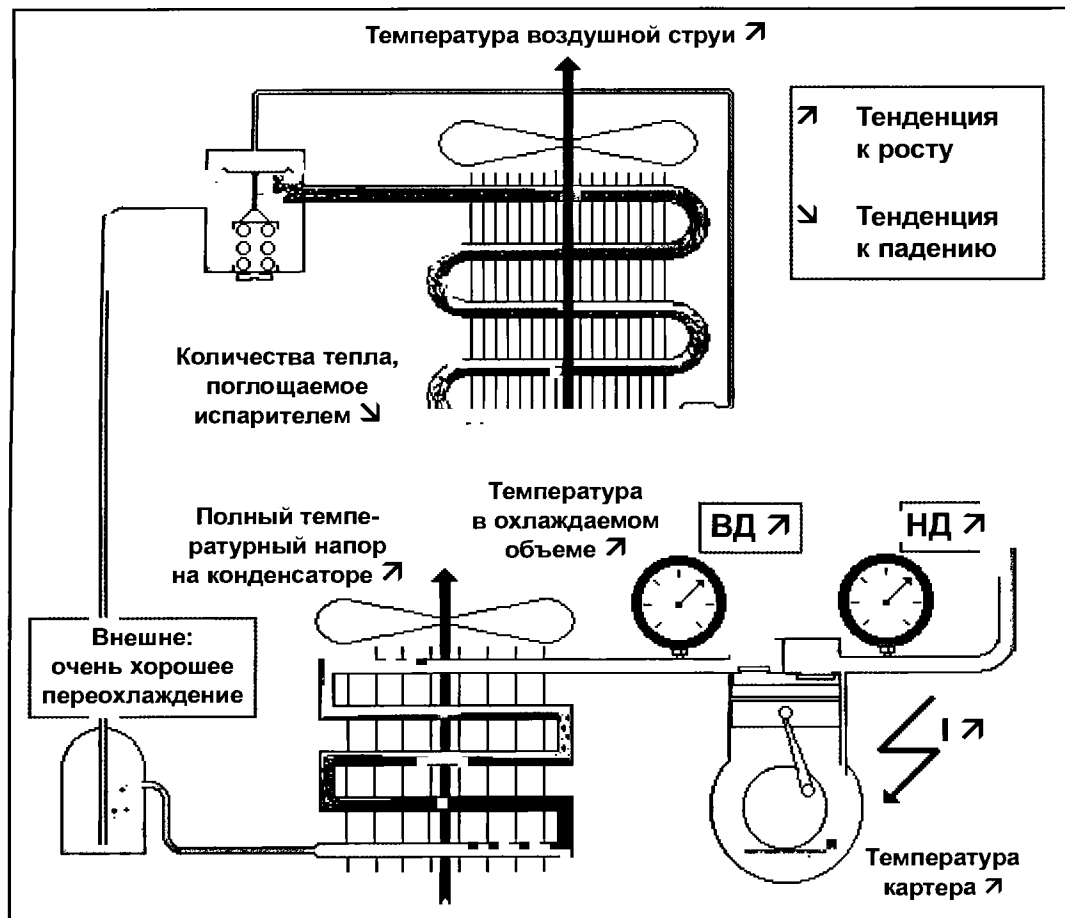


Рис. 25.4.



ВНИМАНИЕ! НЕ ПУТАЙТЕ НАЛИЧИЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ С ИЗБЫТКОМ ХЛАДАГЕНТА (см. раздел 23).



Для оценки переохлаждения при использовании:

хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.

R407C см. раздел 102.2.

R410A см. раздел 102.3.

25.2. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ



Рис. 25.5.



ВНИМАНИЕ! НАПОМИНАЕМ ЕЩЕ РАЗ, ЧТО ЕСЛИ ТЕМПЕРАТУРА ЖИДКОСТНОЙ МАГИСТРАЛИ РАВНА, например 45°C, то:

- ▶ Переохлаждение **СЧИТАЕТСЯ ОЧЕНЬ ХОРОШИМ**, если температура конденсации равна 55°C.
- ▶ Переохлаждение **СЧИТАЕТСЯ ОЧЕНЬ ПЛОХИМ**, если температура конденсации равна 46°C.



Конденсаторы водяного охлаждения см. в разделе 68.

25.3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

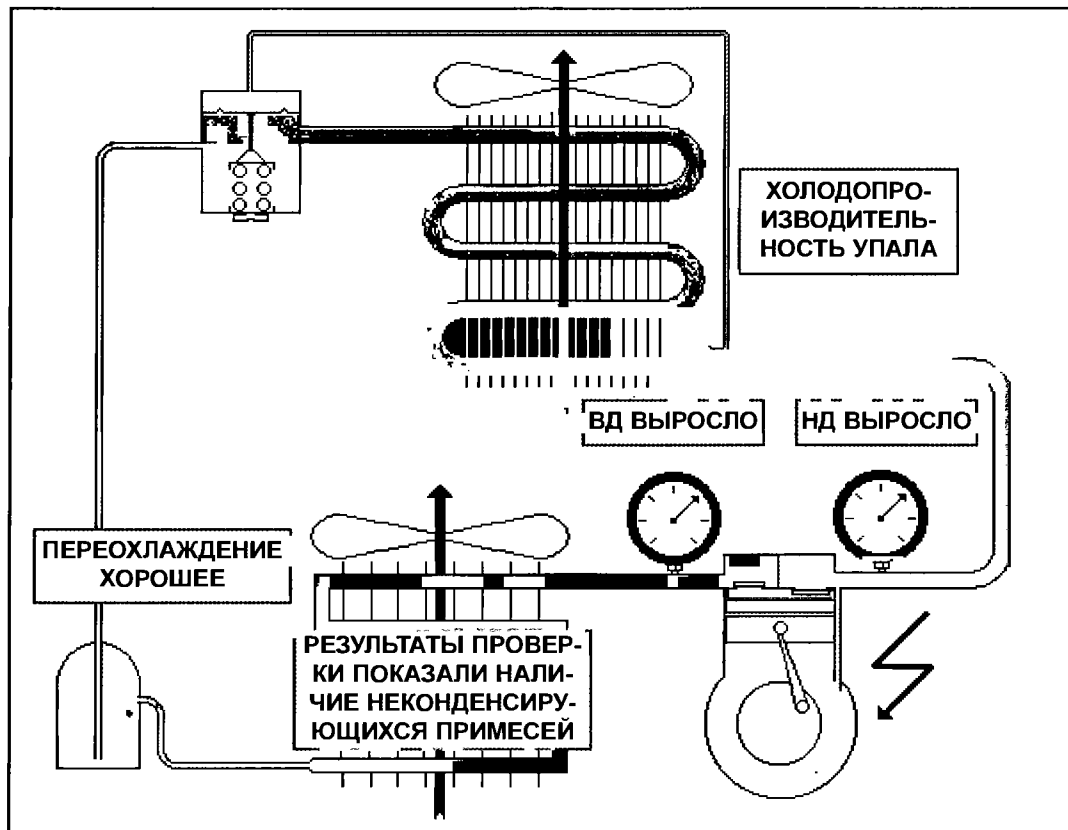
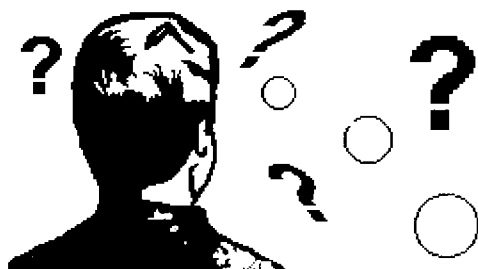


Рис. 25.6.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим...

О! Выросло давление кипения!.. Может быть разрушен клапан?..

Нет, давление нагнетания тоже сильно выросло... Слишком слабый конденсатор?

Невозможно, **ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ ОЧЕНЬ ХОРОШЕЕ...**

Что показывают данные проверки наличия неконденсирующихся примесей?..

Вот это да!.. Разница больше 3 бар!..

Значит, это ни что иное, как

НАЛИЧИЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ!

25. НЕИСПРАВНОСТИ, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ НАЛИЧИЕМ В КОНТУРЕ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ПРИМЕСЕЙ

25.4. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Ответы на многочисленные вопросы, касающиеся неконденсирующихся примесей, приведены в предыдущем разделе (см. раздел 24 “Проверка наличия в контуре неконденсирующихся примесей”).

Тем не менее, мы опишем один практический прием, который зачастую может позволить вам получить значительный выигрыш во времени ремонта.

Быстрая проверка наличия неконденсирующихся примесей

Когда вы *приступаете к ремонту* только что остановленной холодильной установки, температура жидкого хладагента в ней уравнивается с температурой воздуха, окружающего конденсатор, очень долго.

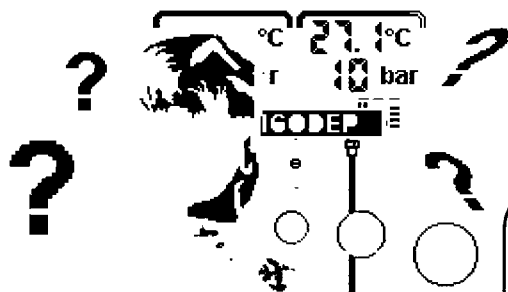


Рис. 25.7.

Установка остановлена в удачный момент и манометр ВД показывает 10 бар... Это будет 27°C для R22.

Но какая температура в конденсаторе на самом деле?

Первое, что вы должны всегда делать – это установить ваши манометры.

i *Далее, перед тем, как попытаться запустить компрессор, имейте привычку сравнивать температуру воздуха, окружающего конденсатор, с температурой, соответствующей показаниям манометра ВД.*

Таким образом, вы сможете мгновенно узнать, есть ли следы неконденсирующихся примесей в установке, не проводя специального теста (см. рис. 25.7).

i *Эти несколько секунд раздумий могут сберечь вам массу времени, предохраняя от лишних забот и ошибочных шагов при ремонте.*

26. СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОНДЕНСАТОР

26.1. АНАЛИЗ СИМПТОМОВ

В соответствии с заголовком данного раздела, условимся называть понятием “слишком слабый конденсатор” все неисправности, приводящие к аномальному снижению мощности конденсатора.

Чтобы проанализировать возможные проявления этого семейства неисправностей на различных участках холодильного контура, мы в качестве примера будем рассматривать конденсатор, у которого сильно загрязнено оребрение.

А) Проявления в системе компрессор/конденсатор

Поскольку оребрение конденсатора сильно загрязнено, теплообмен между хладагентом и воздухом, продуваемым через конденсатор, становится очень плохим.

Снижение интенсивности теплообмена приводит к значительному уменьшению мощности конденсатора и плохому охлаждению паров хладагента. В результате температура конденсации повышается.

Из-за повышения температуры конденсации манометр ВД показывает аномальный рост давления конденсации (поз. 1 на рис. 26.1). Следовательно, полный температурный напор между температурой наружного воздуха и температурой конденсации становится весьма значительным (поз. 2).

⊗ Заметим, что даже легкое загрязнение конденсатора может снизить его мощность на 10..30 % только по причине падения коэффициента теплообмена без какого-либо заметного влияния на расход воздуха.

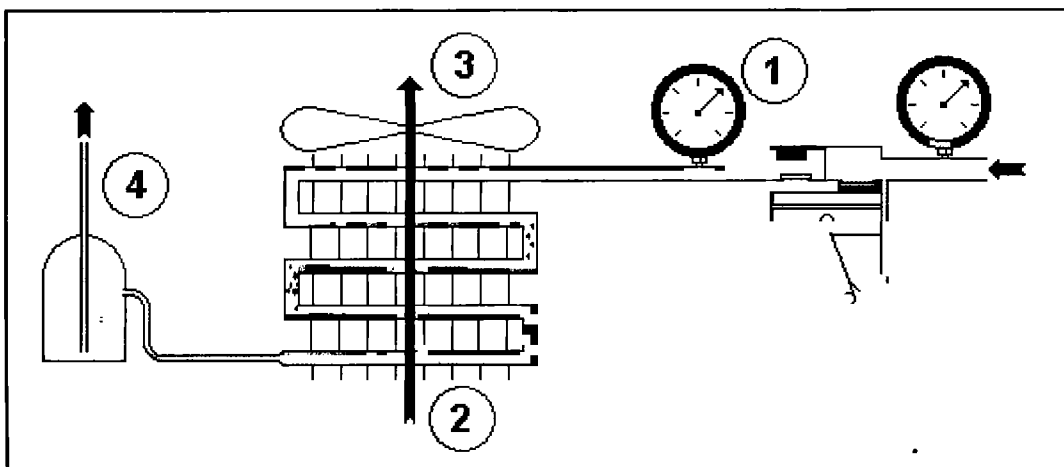


Рис. 26.1.

Ввиду ухудшения теплообмена между хладагентом и воздухом из-за загрязнения ребер, наружный воздух, проходя через конденсатор, нагревается слабо, его температура на выходе из конденсатора (поз. 3) падает, что приводит к снижению перепада температур воздуха.

Нехватка мощности конденсатора обуславливает плохую конденсацию паров.

Это означает, что *переохлаждение жидкости*, измеренное на выходе из конденсатора (поз. 4), будет сильно уменьшаться, вплоть до полного отсутствия.



В предельных случаях можно даже наблюдать прохождение паровых пузырей в смотровом стекле, хотя заправка хладагента абсолютно нормальная.

Б) Проявления в системе ТРВ/испаритель

При росте давления конденсации пары, заключенные во вредном пространстве цилиндра, когда поршень находится в верхней мертвой точке, создают более высокое, по сравнению с нормальным, давление, что вызывает снижение массового расхода всасываемого компрессором хладагента и, следовательно, падение холодопроизводительности (см. раздел 9 “Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность”).

Из-за снижения холодопроизводительности температура охлаждаемого помещения повышается, что особенно заметно с наступлением первого тепла. Это приводит к тому, что клиент обращается к ремонтнику, потому что “стало слишком жарко” (в пределе, установка может быть выключена предохранительным реле ВД).

Поскольку температура в охлаждаемом объеме растет, температура воздуха на входе в испаритель (поз. 5 на рис. 26.2) также повышается.

Из-за повышения температуры воздуха на входе в испаритель и одновременного снижения холодопроизводительности, температура воздушной струи на выходе из испарителя (поз. 6) тоже повышается.

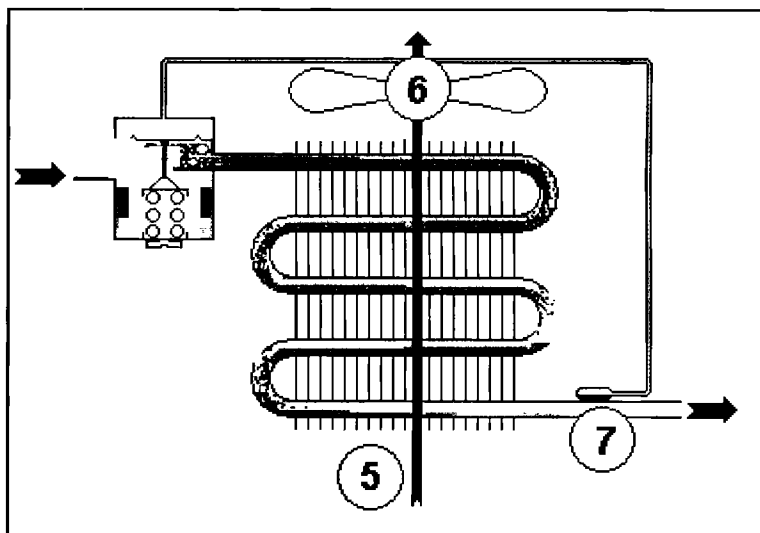


Рис. 26.2.

Так как давление конденсации возросло, производительность ТРВ увеличилась (см. раздел 8.1 “Производительность ТРВ”), хотя холодопроизводительность испарителя упала.

Из-за того, что ТРВ пропускает больше хладагента, чем может выкипеть в испарителе, в отдельных случаях *могут начаться пульсации ТРВ*, при этом перегрев, измеряемый термобаллоном (поз. 7), будет нормальным или даже пониженным.

В) Проявления в компрессоре

Энергия, которую потребляет приводной электродвигатель компрессора из электросети, главным образом зависит от величины давления нагнетания, препятствующего подъему поршня в цилиндре во время такта сжатия паров (см. раздел 10 "Влияние величины давления нагнетания на силу тока, потребляемого электромотором компрессора").

Неисправность типа "слишком слабый конденсатор" вызывает рост давления нагнетания, следовательно электродвигатель должен передавать компрессору больше энергии и потреблять из сети силу тока большей величины (см. поз. 8 на рис. 26.3).

Однако охлаждение герметичных или бессальниковых компрессоров обеспечивается всасываемыми парами.

Поскольку из-за роста давления нагнетания массовый расход падает, количество паров, поступающее в магистраль всасывания, снижается и охлаждение ухудшается.

Так как одновременно растет потребляемый электродвигателем ток, нагрев электродвигателя еще больше увеличивается. Теперь электродвигатель будет сильнее нагреваться и хуже охлаждаться, поэтому температура картера компрессора (поз. 9) будет гораздо выше нормальной, также как и температура газа в нагнетающей магистрали (поз. 10).

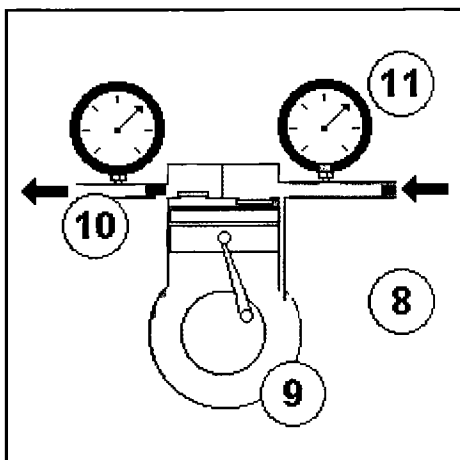


Рис. 26.3.

Наконец, в связи со снижением массового расхода, компрессор всасывает паров меньше, чем обычно, и в результате давление кипения тоже растет (поз. 11).

Г) Две разновидности неисправности типа "слишком слабый конденсатор"

Неисправность типа "слишком слабый конденсатор" подразделяется на две основные категории, которые главным образом отличаются по величине перепада температур воздуха на выходе из конденсатора и входе в него.

Есть еще третья разновидность этой неисправности, которая дает те же основные симптомы. Все эти неисправности, обусловленные повышенной температурой воздуха на входе в конденсатор, будут рассмотрены нами более подробно в разделе 26.5 "Практические аспекты устранения неисправности".

1) Недостаточный расход воздуха через конденсатор

Падение расхода воздуха через конденсатор приводит к снижению скорости молекул воздуха, проходящих через конденсатор.

Одновременно растет температура трубок и ребер конденсатора из-за того, что температура конденсации повышена.

Снижение скорости воздуха при его прохождении через конденсатор обуславливает более длительный контакт молекул воздуха с теплообменной поверхностью конденсатора, нагретой сильнее, чем обычно.

Вследствие этого подогрев воздуха увеличивается и его температура на выходе из конденсатора θ_s увеличивается (см. рис. 26.4).

Следовательно, перепад между температурой воздуха на выходе из конденсатора и температурой на входе в него $\theta_s - \theta_e$ повышается, и этот перепад будет тем больше, чем сильнее падает расход воздуха.

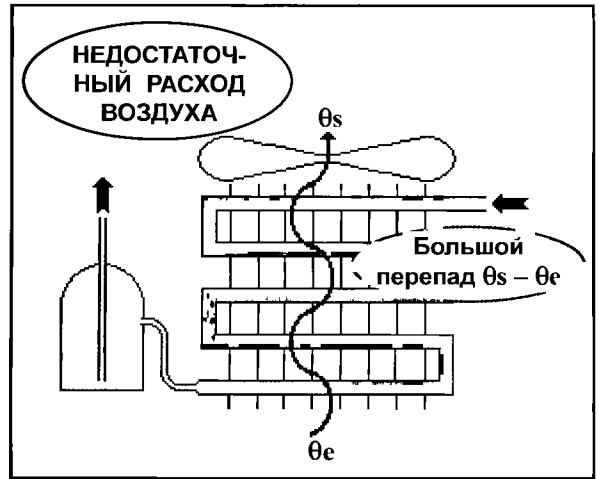


Рис. 26.4.

2) Загрязненный конденсатор

Если конденсатор грязный, теплообмен между хладагентом и воздухом ухудшается, так как грязь, покрывающая трубки и ребра конденсатора, играет роль теплоизоляции.

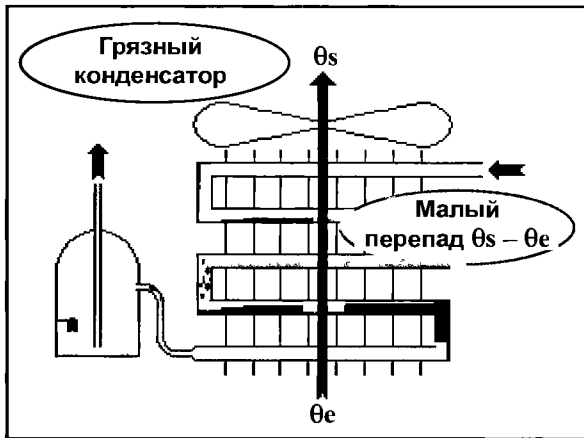


Рис. 26.5.

В результате снижения эффективности теплообмена воздух, проходящий через конденсатор, нагревается хуже и его температура, измеренная на выходе из конденсатора, падает (см. рис. 26.5).

Таким образом, в отличие от случая с недостатком расхода воздуха через конденсатор, загрязненная поверхность конденсатора приводит к снижению величины подогрева воздуха, проходящего через конденсатор, а следовательно, и уменьшению величины перепада температур ($\theta_s - \theta_e$).

Примечание. Эти теоретические рассуждения относительно температурного перепада $\Delta\theta$ для воздуха не следует строго принимать для практического использования и рассматривать как основной инструмент диагностики конденсаторов с воздушным охлаждением, поскольку на практике довольно сложно правильно замерить температуру воздушной струи на выходе из конденсатора (если речь не идет о вентиляционной сети с воздуховодами) и в большинстве случаев состояние чистоты оребрения ремонтник может определить *визуально*.



Однако указанные соображения относительно перепада $\Delta\theta$ могут сослужить огромную службу в случае, если установка оборудована конденсатором с водяным охлаждением, поскольку они позволяют абсолютно уверенно определить, имеется ли недостаток расхода воды и покрыт ли водяной тракт отложениями или накипью.



Методы устранения неисправностей в конденсаторах водяного охлаждения в случаях низкого расхода воды или загрязненного конденсатора см. в разделе 68.

26.2. ОБОБЩЕНИЕ СИМПТОМОВ

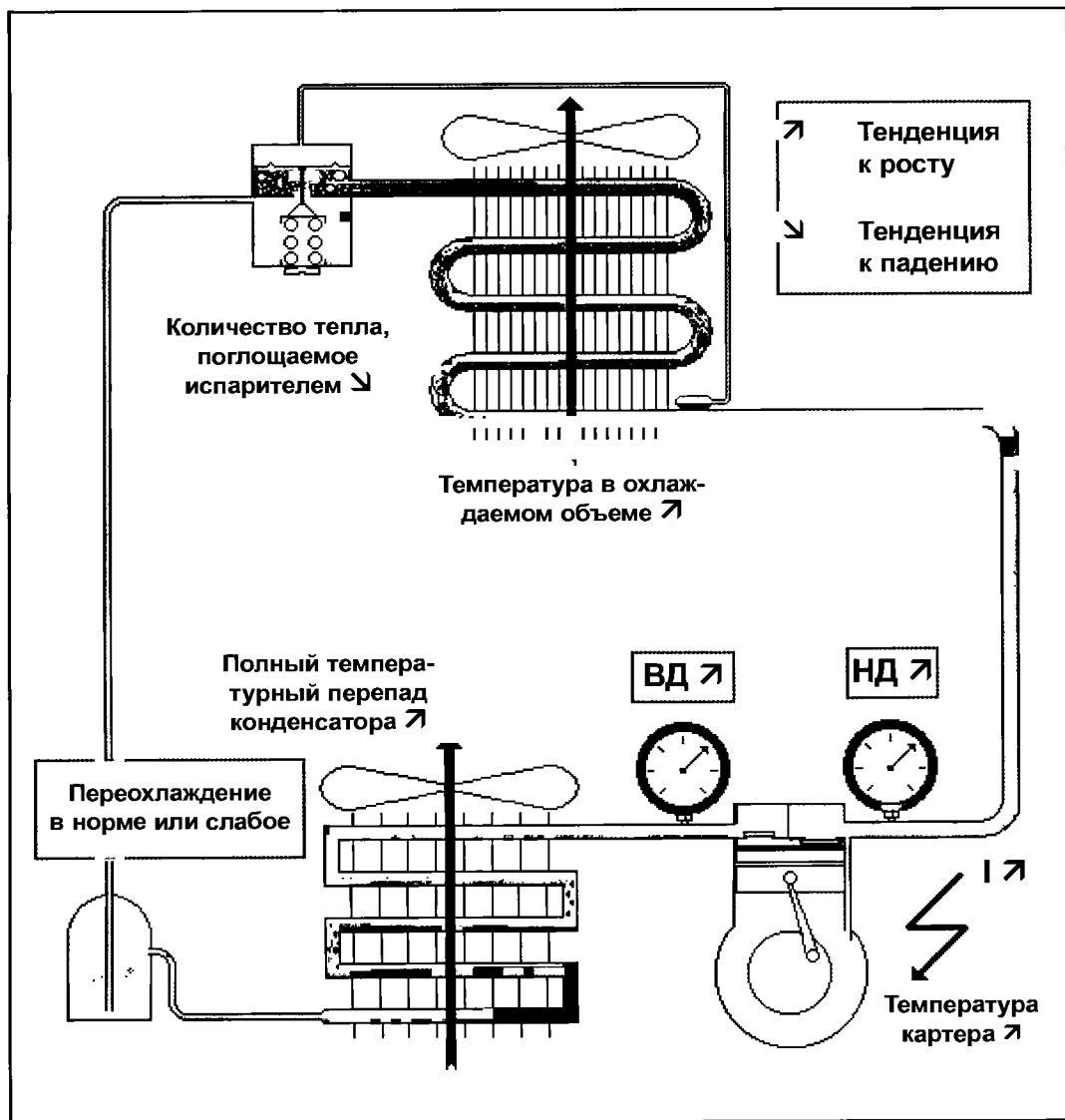


Рис. 26.6.



Для оценки переохлаждения при использовании:

Хладагентов категории ГХФУ с большим температурным глайдом см. раздел 58.

R407C см. раздел 102.2.

R410A см. раздел 102.3.

26.3. АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ



Рис. 26.7.



Неисправность типа “слишком слабый конденсатор” выявляется относительно просто: это единственная неисправность, при которой одновременно растет давление конденсации и ухудшается переохлаждение.



Неисправность типа “грязный конденсатор водяного охлаждения” см. в разделе 68.

26.4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

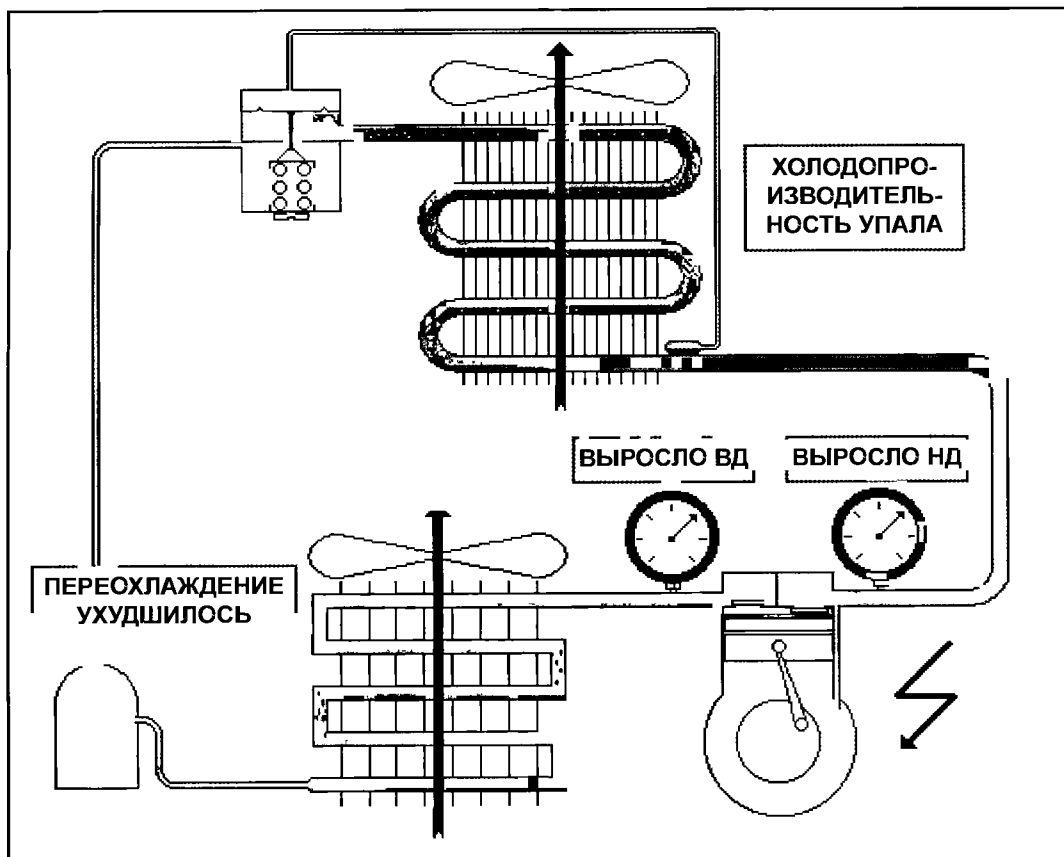
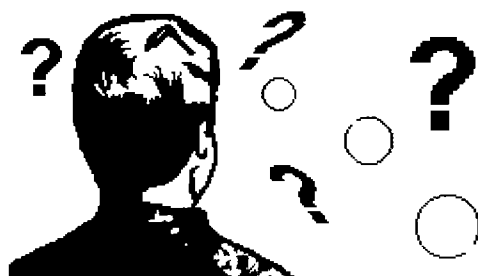


Рис. 26.8.



Почему компрессор не охлаждает?.. Посмотрим...

О! Выросло давление кипения!.. Может быть вышел из строя ТРВ?..

Нет, давление конденсации тоже сильно выросло..

Может это чрезмерная заправка или неконденсирующиеся примеси?

Невозможно, ТАК КАК ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ СЛАБОЕ...

Значит, это ни что иное, как...

СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОНДЕНСАТОР!

26.5. ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ УСТРАНЕНИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Напомним, что неисправность типа “слишком слабый конденсатор” подразделяется на две основные разновидности, одна из которых характеризуется *недостатком расхода воздуха* (с большим перепадом температур воздуха), а другая – *загрязнением конденсатора* (с малым перепадом температур воздуха). В настоящем разделе мы рассмотрим еще и третью разновидность этой неисправности, характеризующуюся *высокой температурой воздуха на входе в конденсатор*.

Следовательно, неисправность типа “слишком слабый конденсатор” может обуславливаться множеством различных причин, которые дают одни и те же общие симптомы. **Рассмотрим некоторые из этих причин.**

1. Загрязнение трубок и ребер конденсатора

Конденсаторы с воздушным охлаждением в качестве средства охлаждения, обеспечивающего конденсацию хладагента, используют атмосферный воздух, поэтому часто они устанавливаются вне помещений и оказываются подверженными воздействию наружного воздуха (загрязненного пылью, пухом и т.п.).

Тяжелые условия работы таких конденсаторов приводят к тому (это хорошо известно ремонтникам), что чем с меньшей регулярностью конденсаторы очищаются от грязи, тем чаще возникает данная неисправность.

2. Неудачное размещение конденсатора с воздушным охлаждением

При установке конденсатора с воздушным охлаждением следует особо внимательно отнестись к выбору места его размещения, поскольку в противном случае вы можете столкнуться с крайне нежелательными и неприятными сюрпризами.

Например, устанавливая конденсатор на крыше или террасе, избегайте такого его расположения, при котором он будет всасывать (непосредственно, или в результате действия господствующих ветров) выбросы из соседних помещений, особенно, если речь идет о жирных и грязных дымах (кухонная вытяжка ресторана) или горячем воздухе (трубы бойлерных, котельных, каминов и т.д., см. рис. 26.9).

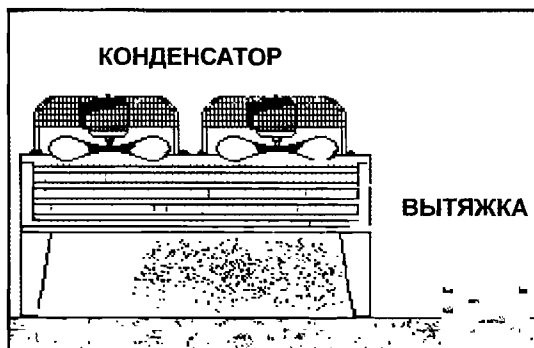


Рис. 26.9.

Что касается жирных кухонных испарений, то они оседают на всех поверхностях оребрения конденсатора как снаружи, так и в глубине, что способствует прилипанию пыли и ускоряет загрязнение. Очистка такого конденсатора становится очень тяжелой и часто требует применения специальных средств и моющих материалов.



Внимание! Никогда не используйте для очистки средства, нагретые до высокой температуры. В противном случае, давление в конденсаторе может вырасти настолько сильно, что вызовет, в зависимости от мощности установки, либо срабатывание предохранительного клапана, либо разрушение предохранительной заглушки.

Если жирные дымы ускоряют загрязнение, горячие дымы, повышая температуру воздуха на входе в конденсатор, могут вызвать аномальный рост давления конденсации (заметим, что дымы котельных имеют температуру свыше 200°C и, кроме того, они могут привести к повышенной скорости коррозии конструкционных материалов конденсатора).

Другим примером размещения конденсатора, могущего привести к возникновению проблем, является его установка вблизи деревьев, тень от которых защищает конденсатор от солнечных лучей в жаркие часы летних дней (см. рис. 26.10).

Такое размещение может полностью защитить конденсатор от солнечных лучей летом, если только есть гарантия того, что горячий воздух, нагнетаемый вентилятором и выходящий из конденсатора, не возвратится, отразившись от листьев, на вход в конденсатор (*траектория 1*), в результате чего очень быстро возрастет давление конденсации и сработает предохранительное реле давления.

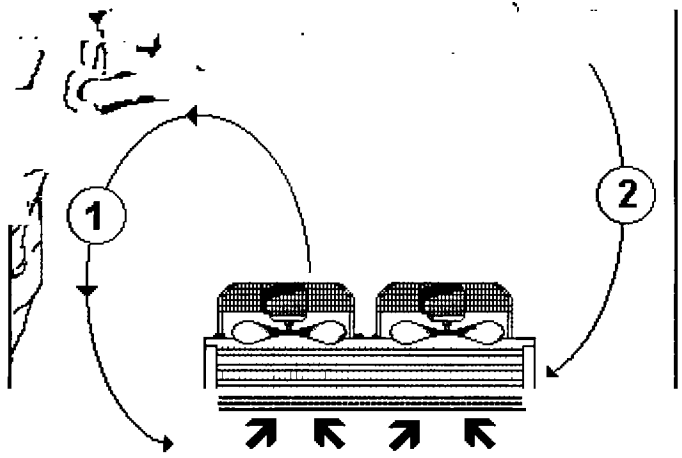


Рис. 26.10.

Более того, при работе установки в период межсезонья, падающие осенью листья с деревьев никоим образом не должны попадать на вход в конденсатор (*траектория 2*), иначе они быстро забьют конденсатор, сильно сокращая как расход воздуха, так и поверхность теплообмена, что приведет к значительному росту ВД.

Заметим также, что во время выбора места для конденсатора с воздушным охлаждением необходимо подумать и об охране окружающей среды (в частности, имея в виду нежелательные шумы, производимые конденсаторами, которые расположены в непосредственной близости от жилых помещений).

Если установка предназначена для круглосуточной работы, необходимо также принять в расчет и местные климатические условия.

Например, обильные снегопады в горных районах могут полностью засыпать конденсатор и перекрыть всасывание воздуха; паводок расположенной поблизости реки может совсем его затопить...

3. Вентилятор конденсатора вращается не в ту сторону

Какой бы ни была конструкция конденсатора с воздушным охлаждением (осевой или центробежный вентилятор), разработчик всегда предусматривает вполне определенное направление вращения вентилятора.

Чтобы на практике обеспечить достижение всех характеристик, заявленных в техническом описании конденсаторов, необходимо строго соблюдать указания разработчика относительно направления вращения вентилятора...

Так, например, направление движения воздуха, обдувающего конденсатор, выбирается конструктором, чтобы улучшить переохлаждение (более холодный воздух вначале обдувает нижнюю часть конденсатора, в которой находится жидкий хладагент) и (или) повысить коэффициент теплообмена, предусмотрев движение хладагента и охлаждающего воздуха по принципу противотока.

В результате направление движения воздуха, предписанное конструктором конденсатора, должно строго соблюдаться, в противном случае мощность конденсатора окажется гораздо ниже заявленной. Недостаток мощности при работе конденсатора приведет к заметному снижению полного температурного перепада со всеми признаками неисправности типа “слишком слабый конденсатор”, особенно с наступлением первых теплых дней (см. рис. 26.11).

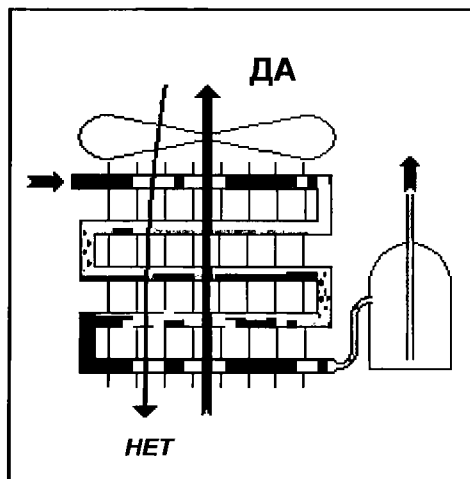


Рис. 26.11.

Если конденсатор оборудован осевым вентилятором, то при его вращении в обратную сторону направление движения воздуха через конденсатор также меняется на противоположное, что приводит к появлению описанных выше признаков.

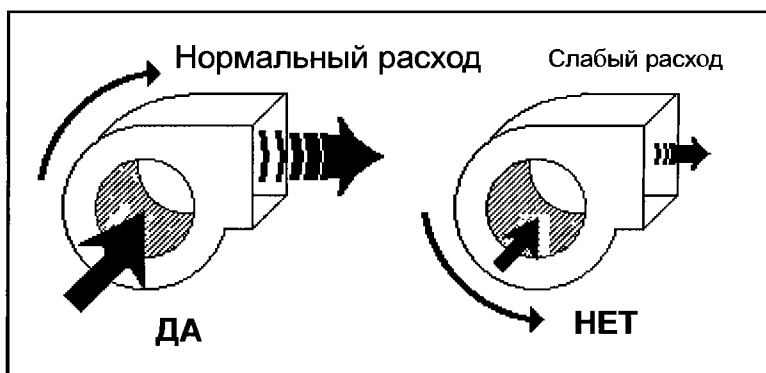


Рис. 26.12.

Контроль и ремонт такого дефекта относительно просты, так как направление движения воздуха в конденсаторе с осевым вентилятором зависит только от направления вращения двигателя.

С другой стороны, если конденсатор оборудован вентилятором центробежного типа, направление циркуляции воздуха не зависит от на-

правления вращения двигателя, поскольку в центробежном вентиляторе всасывание всегда происходит в центре улитки, каким бы ни было направление вращения.



Если центробежный вентилятор вращается в обратную сторону, направление движения воздуха не меняется, однако расход воздуха резко падает, что приводит к появлению признаков неисправности типа “слишком слабый конденсатор”, обусловленной недостаточным расходом воздуха (см. рис. 26.12).

Следовательно, контроль направления вращения должен проводиться визуально и не может быть произведен как для осевого вентилятора, полагаясь только на направление движения воздуха.

Наконец, следует отметить явление, которое может произойти, если конденсатор, оборудованный осевым вентилятором, не защищен от воздействия сильных ветров, дующих иногда в той или иной местности...

При остановленном конденсаторе может случиться так, что порывы ветра, действуя на лопасти вентилятора, заставят его вращаться *в направлении, противоположном нормальному*.

Если на мотор вентилятора будет подано напряжение в момент, когда вентилятор быстро вращается в обратном направлении, могут произойти следующие два явления:

а) Если вентилятор снабжен трехфазным двигателем

Направление вращения трехфазного двигателя однозначно определяется схемой подключения трех его обмоток к электрической сети.

В том случае, если вызванное действием ветра вращение мотора противоположно заданному, резко повышается пусковой момент сопротивления вентилятора. Это повышение будет тем значительнее, чем выше скорость вращения вентилятора в обратном направлении, что приводит к увеличению времени запуска.

В большинстве случаев трехфазный двигатель способен затормозить вращение вентилятора в обратном направлении и заставить его вращаться в правильном направлении достаточно быстро, несмотря на возникающую при этом перегрузку по току, не допуская срабатывания защитного термореле (заметим, однако, что повторения запуска в этих условиях допускать, конечно, не следует, чтобы продлить жизненный цикл агрегата).

б) Если вентилятор снабжен однофазным двигателем

В этом случае пусковой момент, как правило, слабый (особенно у осевых вентиляторов) и существует опасность того, что после подачи напряжения вентилятор будет вращаться в том же направлении, что и без напряжения, *то есть в обратном*.

Поэтому при выборе места расположения конденсатора с воздушным охлаждением следует проявлять осторожность (главным образом для конденсаторов с осевыми вентиляторами и однофазными двигателями), принимая во внимание господствующие направления ветров с тем, чтобы избежать подобных проблем (*специфические проблемы однофазных двигателей рассматриваются в разделе 53 "Однофазные двигатели"*).

В сомнительных случаях предпочтительно использовать трехфазные двигатели (у которых направление вращения строго фиксировано) и центробежные вентиляторы (которые не будут вращаться под действием ветра без подачи напряжения по причине гораздо более высокого момента сопротивления).

4. Ремень вентилятора проскальзывает или порван

Если ремень проскальзывает, вентилятор вращается со скоростью ниже номинальной, что вызывает падение расхода воздуха (в пределе, если ремень порван, мотор вращается в холостую, расход воздуха через конденсатор отсутствует и предохранительное реле ВД очень быстро отключит компрессор).

Перед тем, как подтянуть ремень, ремонтник должен проверить степень его износа и при необходимости заменить его.

Он должен также полностью осмотреть и проверить состояние как приводного мотора, так и самого вентилятора (контроль взаимного расположения и, при необходимости, выравнивание, чистоту, смазку, механические зазоры, затяжку крепежа...).

5. Мотор, предназначенный для работы на частоте 60 Гц, запитан напряжением с частотой 50 Гц

Еще раз напомним, что скорость вращения электродвигателя переменного тока зависит от частоты напряжения в питающей сети.

Так, двигатель, изготовленный в США и рассчитанный на 1720 об/мин при частоте 60 Гц, будучи запитанным из сети с частотой 50 Гц, вращается медленнее и дает только 1440 об/мин (падение числа оборотов составляет 17%).

В этом случае необходимо обратить внимание на табличку, которая прикреплена к корпусу мотора, и на которой указаны номинальные условия его работы. Если английский текст имеет указание “60 cps” (то есть 60 циклов в секунду – Cicle Per Second), ремонтник быстро поймет причину недостаточного расхода воздуха через конденсатор.

6. Между конденсатором и вентилятором существует дополнительный подвод воздуха

Имея в виду, что такой дефект может возникнуть при любом типе вентилятора и его расположении (осевой или центробежный, всасывающий или обдувающий), мы в качестве примера рассмотрим центробежный всасывающий вентилятор (см. рис. 26.13).

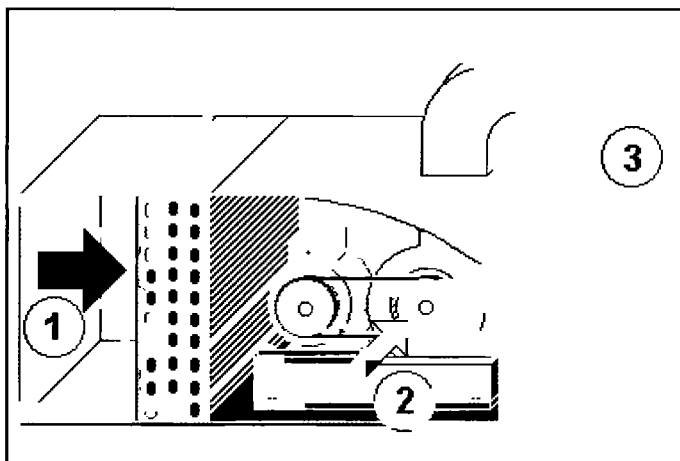


Рис. 26.13.

При нормальной работе вся масса воздуха, которая выходит из короба вентилятора (**точка 3**), предварительно проходит через конденсатор (**точка 1**).

Если между этими двумя агрегатами существует дополнительный приток воздуха (плохо закрытая панель воздуховода, порвана уплотнительная прокладка...), какое-то количество воздуха всасывается вентилятором непосредственно, не проходя через конденсатор (**точка 2**).

Заметим, что при этом расход воздуха в струе на выходе из вентилятора может казаться со-

вершенно нормальным, потому что в любом случае он равен расходу воздуха, *действительно прошедшего через конденсатор (точка 1) плюс добавочный расход (точка 2)*.

В соответствии с величиной дополнительного притока воздуха, снижение расхода воздуха, обдувающего конденсатор, может оказаться достаточным, чтобы вызвать аномальный рост давления конденсации, сопровождаемый всеми признаками неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

7. Колесо или винт вентилятора проскальзывает на своей оси

Этот дефект обычно присущ небольшим вентиляторам, у которых крепление винта к оси осуществляется с помощью простого стопорного болтика.

Выявить такой дефект можно очень быстро с помощью визуального контроля, тем более, что, как правило, он сопровождается тревожным шумом, обусловленным тем, что винт вентилятора “болтается” на оси мотора.

8. Винт неправильно расположен по отношению к конденсатору

Если циркуляция воздуха через конденсатор обеспечивается при помощи осевого вентилятора, его расположение относительно конденсатора должно строго соответствовать геометрическому центру последнего, чтобы поддерживать расход воздуха и характеристики вентилятора на уровне номинальных.

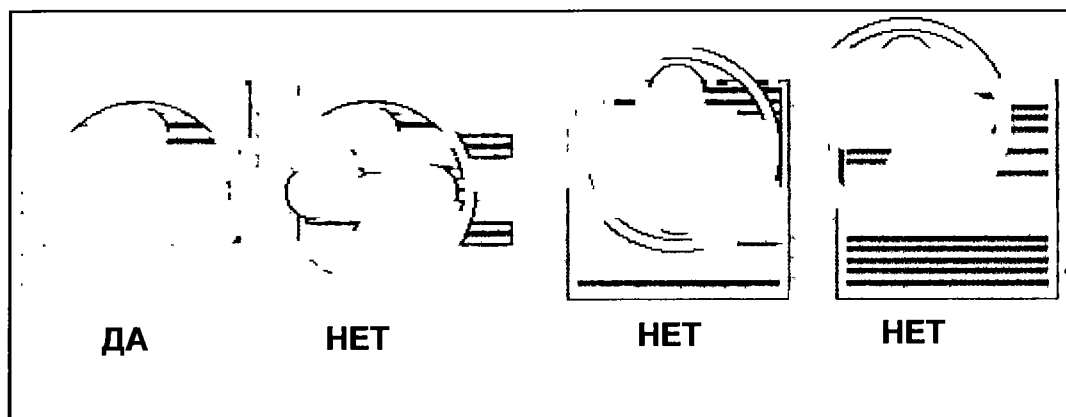


Рис. 26.14.

При ремонте вентилятора возможна ситуация, когда он окажется смещенным от центральной оси конденсатора (см. рис. 26.14), причем неважно в каком направлении – горизонтальном или вертикальном, в результате чего значительная часть поверхности теплообмена конденсатора будет находиться вне основного потока, продуваемого через него воздуха (например, когда приводной ремень слишком длинный или слишком короткий).

Снижение реальной поверхности теплообмена конденсатора может вызвать недостаток мощности, не позволяющей обеспечить нормальную конденсацию.

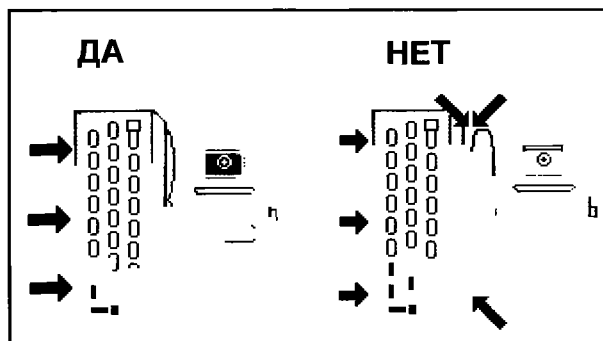


Рис. 26.15.

Другая проблема может возникнуть, если винт вентилятора снабжен кольцевым ободком, предназначенным для управления потоком воздуха с целью повышения КПД вентилятора, а следовательно, и расхода воздуха.

Если после ремонта винт не установлен строго на первоначальное место по отношению к ободу, значительная часть воздуха, всасываемого вентилятором, может проходить через него, минуя конденсатор (см. рис. 26.15).

Такой неверный монтаж винта также может вызвать заметное снижение расхода воздуха через конденсатор и, следовательно, стать причиной аномального роста давления конденсации.

Отсюда мы делаем следующий вывод. При разборке агрегатов, особенно незнакомых, монтажник *всегда должен* перед разборкой пометить взаимное расположение всех деталей (и без колебаний нанести эти пометки на схемы).

Такая элементарная предосторожность часто может уберечь от ошибок при сборке этих агрегатов, какого бы типа они не были.

9. Возврат нагретого воздуха на вход в конденсатор

Эта проблема уже рассматривалась нами в начале настоящего раздела, когда речь шла о конденсаторе, расположенном под деревом, листва которого вызывает возврат горячего воздуха.

Существует очень много других примеров создания вредных вторичных потоков горячего воздуха, попадающего на вход в конденсатор.

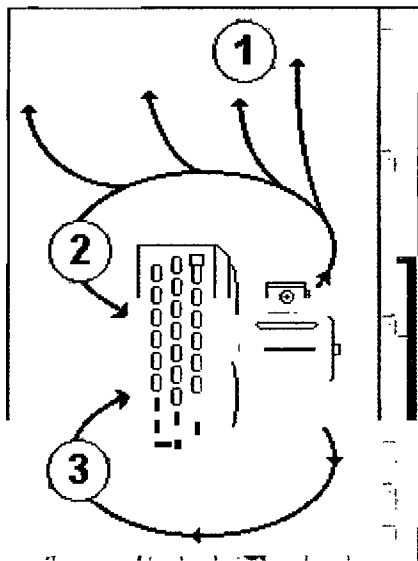


Рис. 26.16.

В примере на рис. 26.16 конденсатор с горизонтальной струей воздуха на выходе установлен очень близко к стене с нарушениями инструкций разработчика.

Значительная часть горячего воздуха, выходящего из этого конденсатора, поднимается вдоль стены и вполне нормально удаляется в атмосферу (*траектория 1*), однако многочисленные воздушные струйки, отражаясь от стены, вновь попадают на вход в конденсатор (*траектории 2 и 3*), где существует небольшое разрежение.

Этот нагретый воздух, повторно попавший в вентилятор, искусственно повышает среднюю температуру окружающей среды.

Поскольку температура воздуха на входе в конденсатор повышается, то и на выходе из него она также обязательно повышается (на величину перепада температур воздуха).

Но часть этого более горячего воздуха вновь возвращается на вход в конденсатор и, следовательно, опять повышает температуру (и так далее...).

Таким образом, температура воздуха на входе в конденсатор очень быстро становится заметно выше реальной наружной температуры, вызывая заметное повышение давления конденсации.

Другой случай попадания нагретого воздуха на вход в конденсатор может реализоваться, если несколько конденсаторов установлены в ряд, друг за другом, и воздух, выходящий из одного конденсатора, имеет возможность попадания на вход другого.

Так, в примере на рис. 26.17 конденсатор №1 всасывает воздух с нормальной температурой (*поз. 1*), что позволяет поддерживать вполне нормальное значение давления конденсации.

С другой стороны, конденсатор №2, установленный очень близко, всасывает часть воздуха, выходящего из конденсатора №1 (*поз. 2*).

Рассмотрим данную ситуацию более подробно...

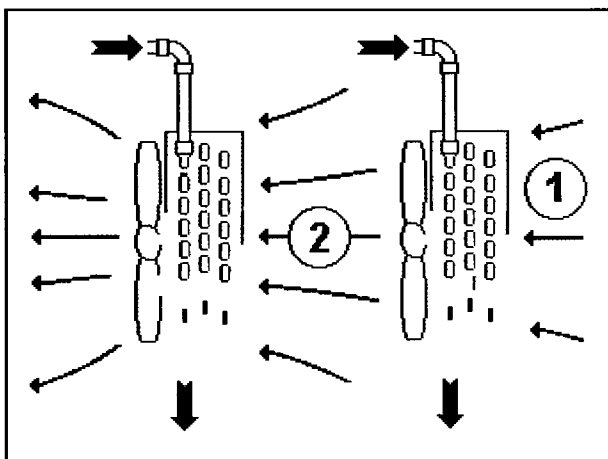


Рис. 26.17.

В качестве примера возьмем два одинаковых конденсатора, каждый из которых работает с температурным перепадом по воздуху $\Delta\theta_{\text{возд}} = 8 \text{ K}$ и полным температурным напором $\Delta\theta_{\text{полн}} = 16 \text{ K}$, и которые установлены таким образом, что значительная часть воздуха, выходящего из конденсатора №1, всасывается конденсатором №2 (см. рис. 26.18).

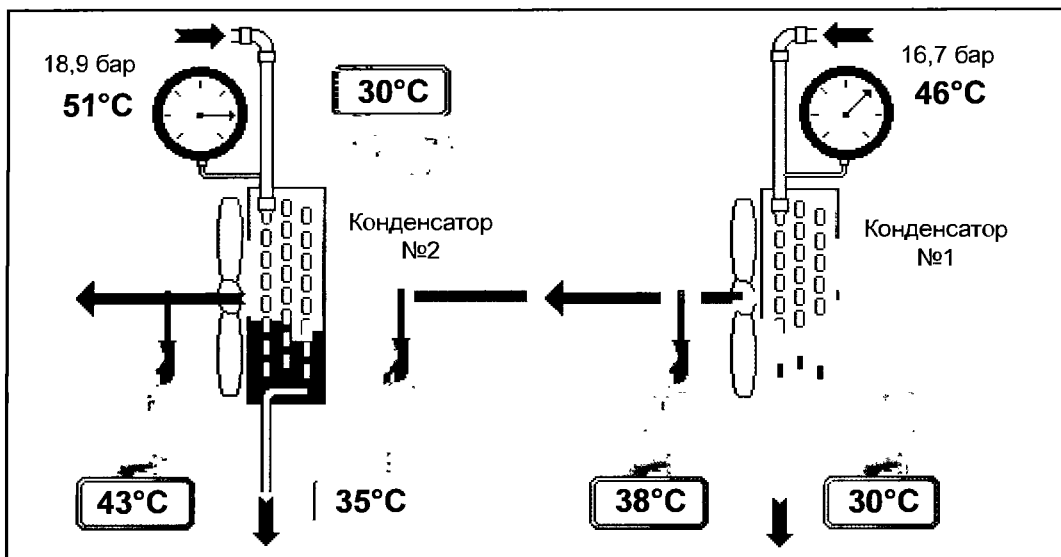


Рис. 26.18.

Пусть температура воздуха на входе в конденсатор №1 равна 30°C , тогда на выходе из него получим $30 + 8 = 38^\circ\text{C}$, а температура конденсации в конденсаторе №1 будет $30 + 16 = 46^\circ\text{C}$ (т.е. давление конденсации ВД – 16,7 бар для R22, 20 бар для R404A и 27 бар для R410A).

Представим, что часть воздуха с выхода конденсатора №1 при температуре 38°C , смешиваясь с наружным воздухом при температуре 30°C , приобретает температуру 35°C и попадает на вход конденсатора №2.

Тогда температура воздуха на выходе из конденсатора №2 составит $35 + 8 = 43^\circ\text{C}$, температура конденсации в нем будет $35 + 16 = 51^\circ\text{C}$ (т.е. давление конденсации ВД – 18,9 бар для R22, вместо предусмотренных 16,7 бар).

Заметив, что в контуре №2 давление конденсации аномально выросло, а переохлаждение незначительное, хороший ремонтник быстро сделает вывод о том, что конденсатор слишком слабый.

Поскольку температура снаружи равна 30°C , измерив температуру воздуха на выходе из конденсатора №2 и получив ее значение равным 43°C , не замечая при этом, что существует попадание нагретого воздуха на вход в конденсатор №2, он рискует сделать **ошибочный вывод** о значительной нехватке расхода воздуха, поскольку внешне температурный перепад по воздуху очень большой (13 K).



Следовательно, нужно быть очень осторожным в своих суждениях, так как повышенная температура воздуха на входе в конденсатор, независимо от причины этого повышения, может вызывать симптомы того, что конденсатор слишком слабый.

Заметим, что для конденсации при температуре 46°C при температуре на входе конденсатора №2, равной 35°C , потребовалось бы, чтобы полный перепад был равен 11 K, для чего был бы необходим гораздо более высокий расход воздуха, а также значительное увеличение теплообменной поверхности (то есть гораздо больший конденсатор).

10. Плохо отрегулирован или не работает дополнительный конденсатор

В настоящее время, когда цены на воду все больше и больше растут, а воздух остается практически бесплатным, конденсаторы с водяным охлаждением используются все реже, уступая конденсаторам с воздушным охлаждением даже в установках большой мощности.

Не вдаваясь в подробности, отметим, что выбор конденсатора с воздушным охлаждением производится таким образом, чтобы при обычных значениях наружной температуры в летний период, высокое давление оставалось бы в разумных пределах.

Однако некоторые специалисты выбирают конденсатор, ориентируясь на максимальные значения наружной температуры для данного региона (которые устанавливаются зачастую в течение всего нескольких часов в году), понимая, что в оставшиеся периоды года конденсатор будет *сильно переразмерен*.

Впрочем, иногда в таких случаях встречается использование двух последовательно задействованных конденсаторов, один из которых имеет воздушное охлаждение, а другой – водяное, как представлено на рис. 26.19.

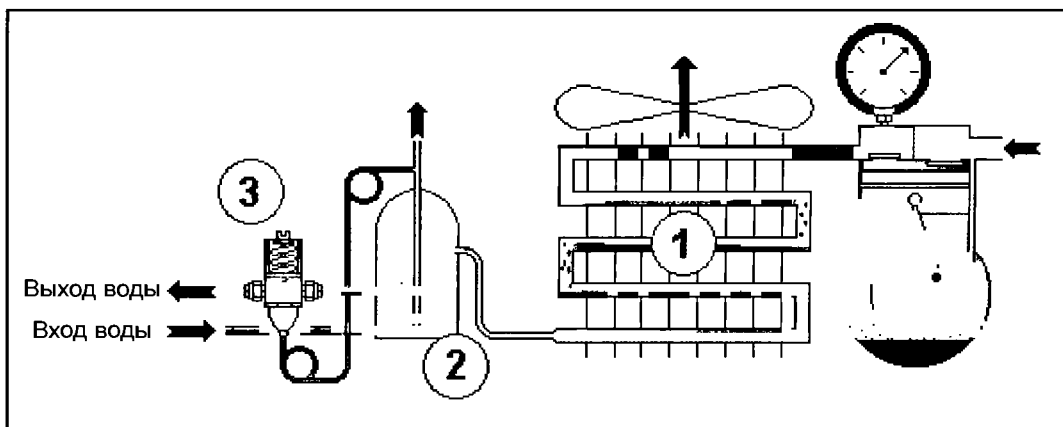


Рис. 26.19.

Большую часть года в такой конструкции работает только конденсатор с воздушным охлаждением, способный в одиночку обеспечить вполне нормальное значение ВД (поз. 1).

В это время конденсатор с водяным охлаждением работает только как жидкостной ресивер, поскольку циркуляция воды в нем отсутствует (поз. 2), а водяной клапан, управляемый высоким давлением хладагента (поз. 3), закрыт (работа этого клапана рассмотрена в разделе 67).

В разгаре лета, когда наружная температура в течение нескольких часов может очень сильно возрастать, конденсатор с воздушным охлаждением становится слабым, что приводит к росту давления конденсации.

В этот период водяной клапан, отрегулированный таким образом, чтобы ограничивать рост давления конденсации, открывается, вода начинает циркулировать в контуре и рост давления конденсации прекращается (настройку клапана см. в разделе 67).

Таким образом, данная система позволяет большую часть времени обходиться небольшим конденсатором с воздушным охлаждением, который легко регулируется, когда наружная температура уменьшается.

При повышении наружной температуры до исключительно больших значений конденсатор с водяным охлаждением подключается к работе автоматически (простой настройкой управляющего давления водяного клапана) и позволяет, за счет повышения мощности, которое он обеспечивает, сохранить значения давления конденсации в разумных пределах, тем самым улучшая переохлаждение в моменты, когда особенно сильно возрастает потребность в холоде.

Если дополнительный конденсатор не может развить номинальную мощность (плохо отрегулирован водяной клапан, управляющая магистраль клапана засорена или неправильно подключена, закрыт кран подачи воды в контур, упал расход воды, тракт конденсатора с водяным охлаждением покрыт внутри накипью или осадками...), то установка такого типа будет иметь все признаки неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

Внимание! В установках такой конструкции может наблюдаться и чрезмерное потребление воды, которое может быть обусловлено либо неправильной настройкой водяного клапана, либо (даже если водяной клапан отрегулирован правильно) аномально высоким значением давления конденсации по причине другой неисправности (поломки вентилятора, чрезмерной заправки, наличия неконденсирующихся примесей...).

Заметим, что в конденсаторе с водяным охлаждением вход воды всегда должен находиться снизу. Такая схема вначале обеспечивает контакт холодной воды с жидкостью, находящейся внизу конденсатора, что позволяет максимально улучшить переохлаждение жидкости (см. раздел 67).

11. Большие потери давления в воздуховоде конденсатора

Когда конденсатор с воздушным охлаждением расположен в нижней части здания, для подвода к нему наружного воздуха, а также для удаления нагретого при охлаждении конденсатора воздуха, иногда используются специальные воздухопроводы.

В этом случае в сети воздухопроводов возникают потери напора, иногда весьма значительные (длина сети воздухопроводов, шумоглушители, задвижки или заслонки...), что требует использования центробежных вентиляторов (осевые вентиляторы для этого не подходят, так как они в меньшей степени способны противостоять большим потерям напора).

Рассмотрим в качестве примера зависимость расхода воздуха от потерь давления, представленную на рис. 26.20, которая иллюстрирует изменение расхода воздуха в воздуховоде, оснащенном центробежным вентилятором, конденсатора с воздушным охлаждением. При расчетных потерях 15 декапаскалей (ДПа) вентилятор обеспечивает потребный расход 13000 м³/ч (точка А).

Если фактические потери по какой-либо причине становятся выше и достигают, например 23 ДПа, расход воздуха падает до 10000 м³/ч, давая симптомы неисправности “слишком слабый конденсатор” из-за падения расхода воздуха (точка В).

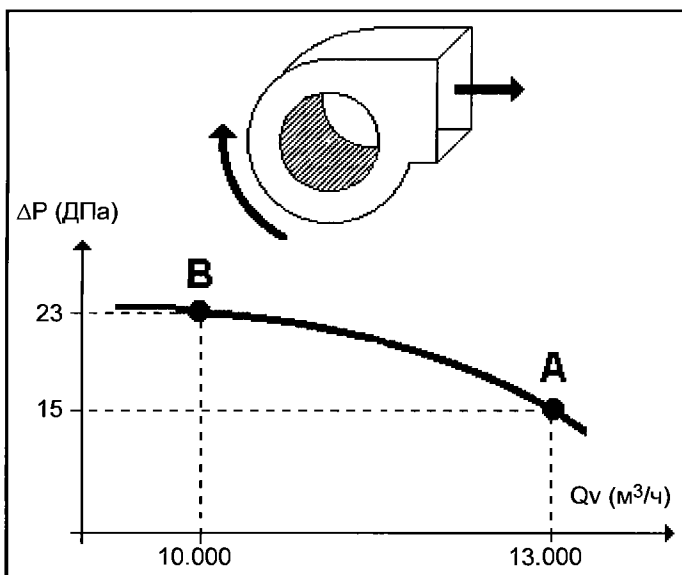


Рис. 26.20.

Если вентилятор оборудован регулируемым шкивом, позволяющим менять расход воздуха, ремонтник может сделать это очень быстро, в противном случае эту неисправность устранить довольно сложно (*похожая ситуация детально рассмотрена в разделе 20.5 “Практические аспекты устранения неисправности” типа “слишком слабый испаритель”*).

12. Загрязнено большое число ребер конденсатора

Если ребра конденсатора сильно загрязнены, циркуляция воздуха в нем ухудшается, расход воздуха падает и мощность конденсатора снижается.

Более того, загрязнение ребер снижает поверхность теплообмена, что усиливает эффект падения мощности. Объединение этих двух явлений приводит к появлению всех общих признаков неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

В этом случае ремонтник должен произвести визуальный осмотр ребер (как сзади, так и впереди конденсаторной батареи) и при необходимости тщательно вычистить загрязненные ребра при помощи специального гребня, шаг зубьев которого в точности соответствует расстоянию между ребрами.



Делать это нужно очень осторожно, так как кромки ребер представляют собой острые, как бритва, пластины.

13. Конденсатор подобран неправильно и его мощность недостаточна

Эту неисправность, к счастью довольно редкую, всегда очень сложно выявить, поскольку при этом необходимо осуществить проверку расчетов по подбору нужного конденсатора и выполнить тщательный анализ табличных данных для всех элементов установки.

14. Неисправен или неправильно настроен регулятор давления конденсации

Существует множество технологий для регулирования давления конденсации в установках с конденсаторами воздушного охлаждения, в том числе путем воздействия на хладагент (*см. раздел 36 “Регулирование давления конденсации. Анализ неисправностей”*) и на расход воздуха (воздействуя непосредственно на вентиляторы или при помощи регулировочных заслонок).

После установки любой системы регулирования, вне зависимости от ее конструкции, ремонтник при поиске причины аномальных значений давления конденсации должен прежде всего убедиться, что используемая система регулирования полностью отвечает мощности применяемого конденсатора (например, все вентиляторы должны обеспечивать возможность вращения с максимальной скоростью; заслонки, если они существуют, должны иметь возможность полного открытия и т. д.).

Нужно также убедиться в том, что температура воздуха на входе в конденсатор нормальная. Выше мы видели (*см. раздел 26*), что высокая температура воздуха на входе в конденсатор также вызывает симптомы неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

15. Не работает один из вентиляторов конденсатора

При повышении мощности конденсатора увеличиваются также и его размеры. Тогда появляется необходимость установки нескольких вентиляторов, чтобы обеспечить потребный расход воздуха.

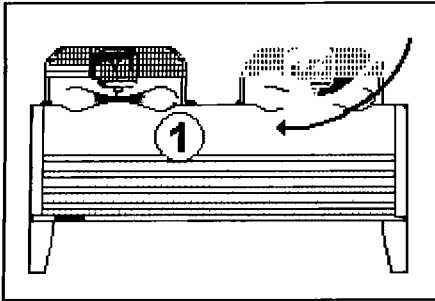


Рис. 26.21.

В примере на рис. 26.21 конденсатор оборудован двумя осевыми вентиляторами V1 и V2, которые при повышении наружной температуры должны работать одновременно.

В этот момент, если, например, вентилятор V2 останавливается из-за какой-либо неисправности (обрыв обмотки, плохой электрический контакт, отключение с помощью реле тепловой защиты...), а вентилятор V1 продолжает работать нормально, происходит резкое падение расхода воздуха, обдувающего теплообменную поверхность конденсатора.

Заметим, что поскольку в зоне всасывания вентилятора V1 имеется небольшое разрежение (поз. 1), значительное количество воздуха может проходить через лопасти вентилятора V2, вместо того, чтобы нормально пересекать конденсаторную батарею.



Этот паразитный расход может оказаться настолько существенным, что вызовет вращение вентилятора V2 в направлении, противоположном нормальному.

Неопытный ремонтник, ограничивающийся быстрым визуальным контролем вентиляторов (вместо того, чтобы измерить силу потребляемого тока), может ошибочно заключить, что вентилятор V2 работает вполне нормально.

Такая неисправность может привести к столь значительному падению расхода воздуха, что появятся признаки неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

16. Два вентилятора соединены последовательно

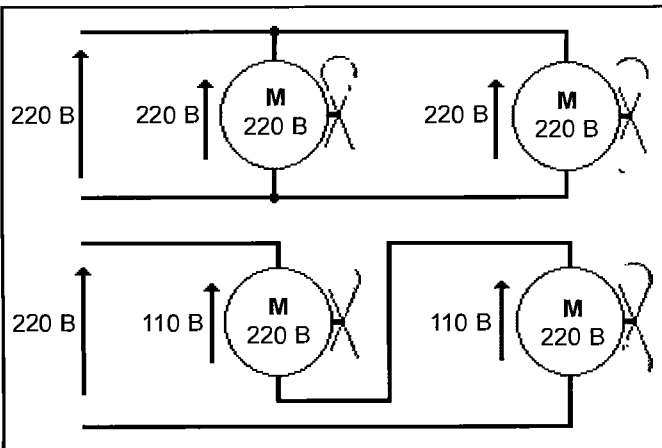


Рис. 26.22.

В примере на рис. 26.22 конденсатор оборудован двумя вентиляторами, каждый из которых приводится в действие своим однофазным двигателем с напряжением питания 220 В.

Оба мотора должны обязательно соединяться параллельно, чтобы каждый из них был запитан напряжением 220 В, обеспечивающим их нормальную работу.

Если из-за ошибки монтажа при подключении моторы соединены последовательно, каждый из них находится под напряжением 110 В (вместо 220 В).

Такое снижение напряжения питания приводит к очень сильному падению скорости вращения вентиляторов и, следовательно, к заметному уменьшению расхода воздуха, вызывая тем самым все признаки неисправности типа “слишком слабый конденсатор”.

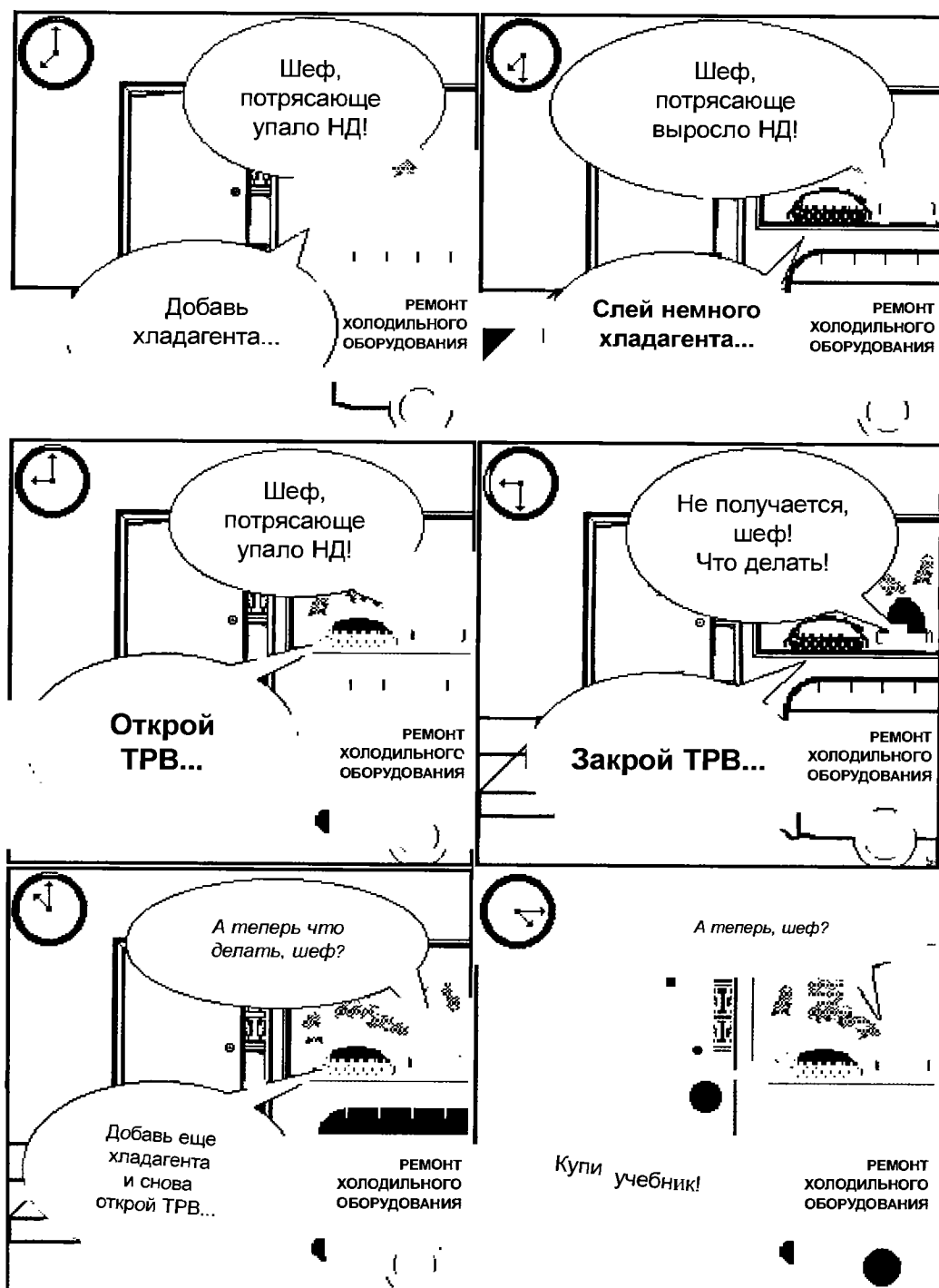


Рис. 26.23.

27. ОСНОВНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ. УПРАЖНЕНИЕ

Заполните пустые зоны на блок-схеме (рис. 27.1) таким образом, чтобы восстановить последовательность действий, позволяющую распознать основные неисправности, которые мы только что изучили.

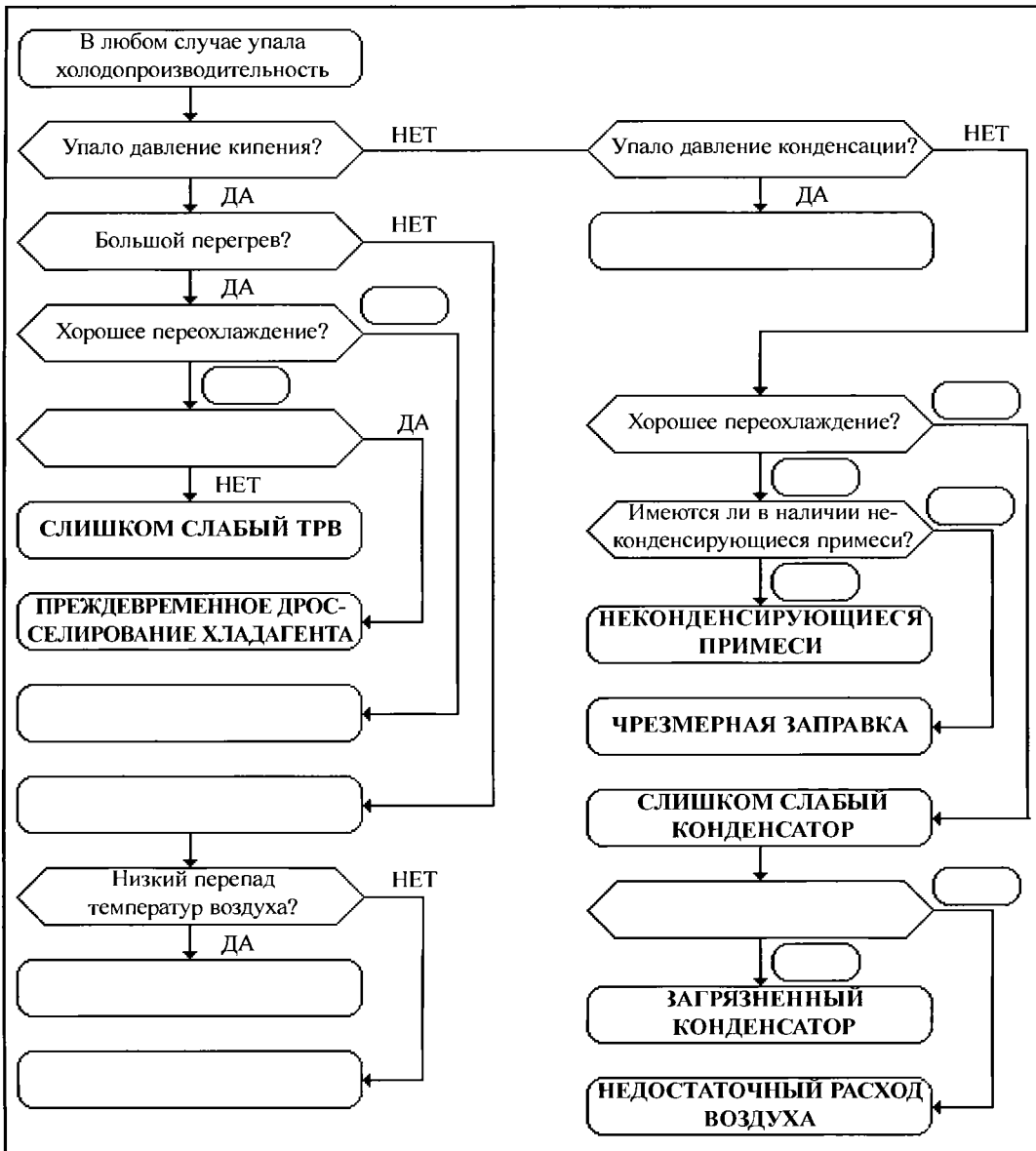


Рис. 27.1.

Дополнительный вопрос: попытайтесь представить, как будет выглядеть эта блок-схема для охладителя жидкости с конденсатором воздушного охлаждения.

Ответ см. на следующей странице.

Решение

1. Для неисправности "слишком слабый испаритель": идите по цепочке ①, если речь идет о воздухоохладителе, и по цепочке ②, если речь идет об охладителе жидкости.
2. Для неисправности "слишком слабый конденсатор": идите по цепочке ①, если речь идет о конденсаторе с воздушным охлаждением, и по цепочке ②, если речь идет о конденсаторе с водяным охлаждением.

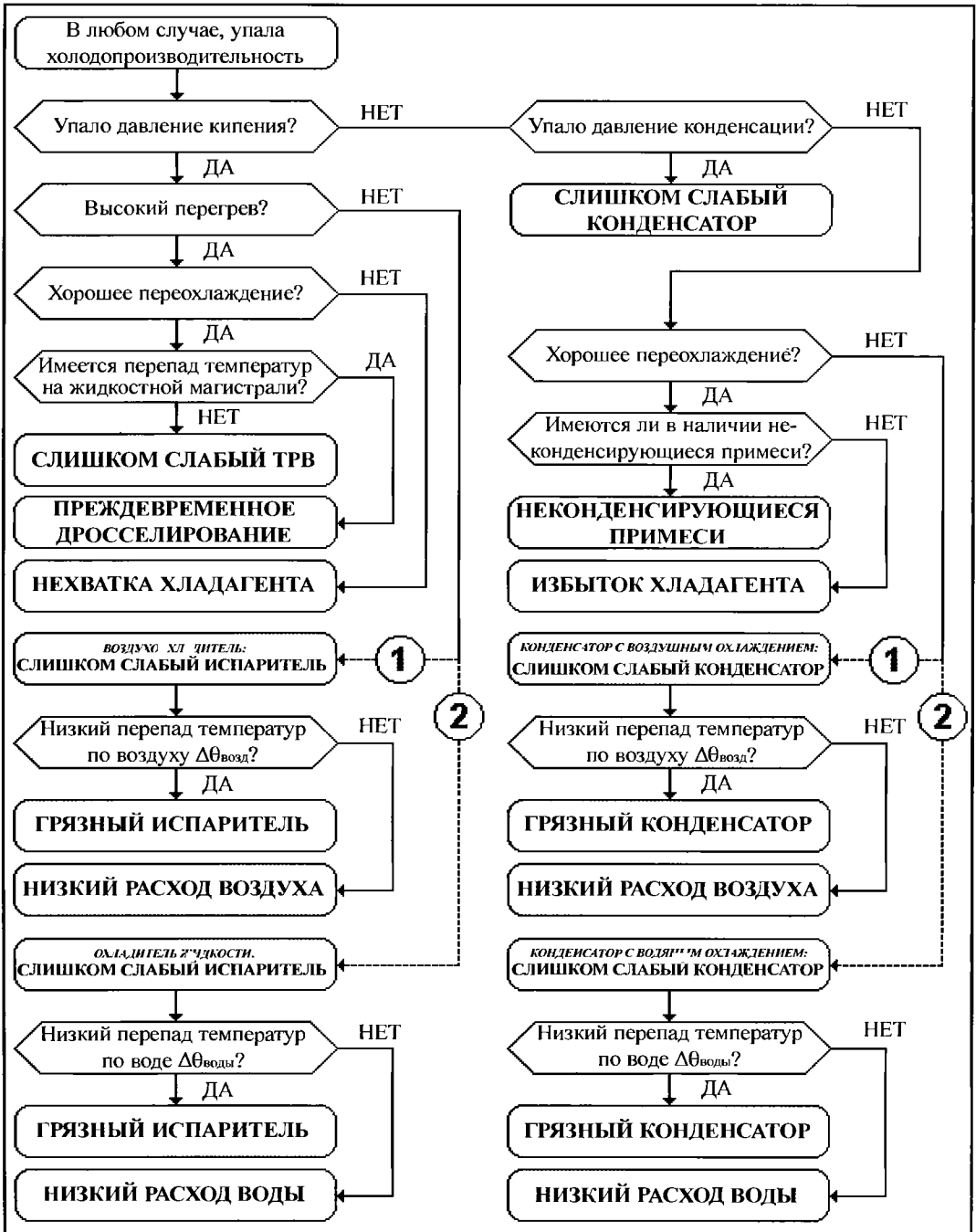


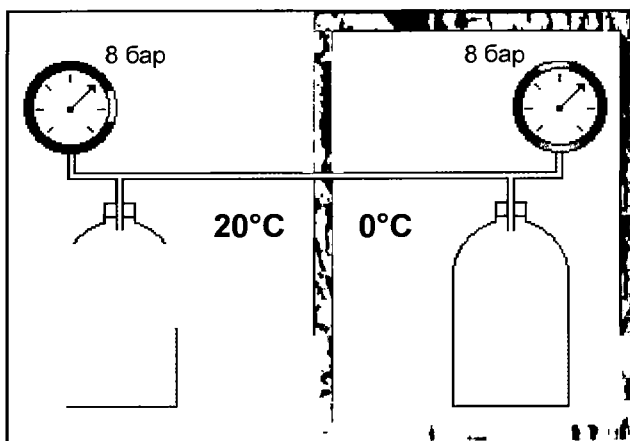
Рис. 27.2.

28. ПРОБЛЕМА ПЕРЕТЕКАНИЯ ЖИДКОГО ХЛАДАГЕНТА

Всем нам хорошо знакомо явление конденсации паров воды на наружной поверхности стакана с холодной водой или запотевание изнутри лобового стекла автомобиля в холодную погоду (понятие температуры точки росы см. раздел 72).

Эти явления конденсации влаги на холодных поверхностях становятся причиной множества проблем, встречающихся при работе холодильных установок, к пояснению существа которых мы сейчас приступаем.

А) Эксперимент Ватта с холодной стенкой

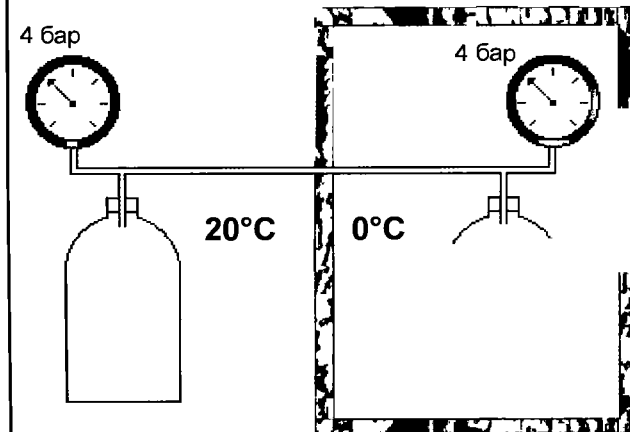


Поместим откакумированный баллон из-под хладагента в холодильную камеру, температура в которой поддерживается на уровне, например, 0°C.

Затем соединим этот баллон трубопроводом с таким же баллоном, находящимся вне камеры и заполненным жидким хладагентом R22 при температуре 20°C (см. рис. 28.1).

Поскольку трубопровод, соединяющий оба баллона, расположен сверху, *перетекание жидкости под действием силы тяжести невозможно.*

Через какое-то время...



Манометры, установленные на обоих баллонах, показывают давление 8 бар, что соответствует давлению насыщенного пара R22 при температуре 20°C.

Через какое-то время, зависящее главным образом от количества жидкости, разности температур и диаметра трубопровода, соединяющего оба баллона, можно заметить, что вся жидкость переместилась в холодный баллон, *а манометры показывают одно и то же давление 4 бар, соответствующее давлению насыщенного пара R22 при температуре 0°C!*

Рис. 28.1.

Что же произошло? (Прежде, чем читать дальше, вы можете попытаться сами найти объяснение).

Объяснение явления. Вначале нужно учесть, что все жидкости имеют весьма упорядоченную молекулярную структуру, молекулы жидкости касаются одна другой и скапливаются на дне сосуда, содержащего жидкость.

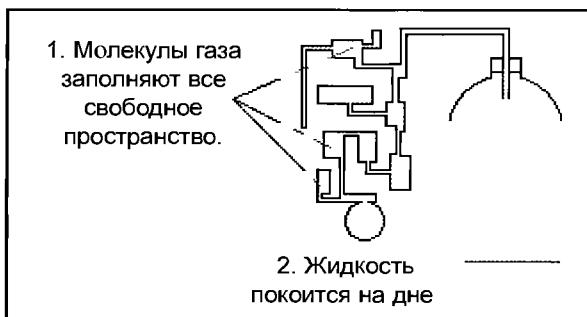


Рис. 28.2.

Напротив, молекулы газа находятся в непрерывном движении и заполняют все свободное пространство (см. рис. 28.2). Молекулы газа беспрерывно сталкиваются между собой, отскакивают друг от друга, крайне беспорядочно двигаясь во всех направлениях, причем траектории их движения ограничены только стенками сосуда, в котором они находятся.

Вот почему в эксперименте Ватта, который мы только что описали, молекулы газа R22 без труда перемещаются из

баллона с температурой 20°C в баллон с температурой 0°C, хотя трубопровод, соединяющий оба баллона, расположен сверху.

В этот момент, точно также, как изнутри запотеет ветровое стекло автомобиля зимой, молекулы газа, пришедшие из горячего баллона с температурой 20°C, охлаждаются в контакте с холодным баллоном, а затем конденсируются, и вскоре в холодном баллоне появляется жидкость с температурой 0°C.

Но, поскольку пары конденсируются, их количество в свободном пространстве над жидкостью при температуре 20°C резко уменьшается.

В результате давление оставшихся паров падает, что приводит к снижению внешней силы F_e , действующей сверху на свободную поверхность жидкости, находящейся при температуре 20°C (см. рис. 28.3). Равновесие между внешней F_e и внутренней F_i силами нарушается и часть жидкости, находящейся при температуре 20°C, вновь испаряется, образуя пары и восстанавливая равенство двух противоположных сил F_e и F_i (см. рис. 28.4, а также раздел 1. "Влияние температуры и давления на состояние хладагента").

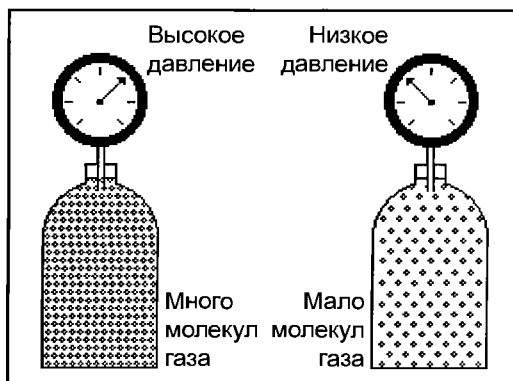


Рис. 28.3.

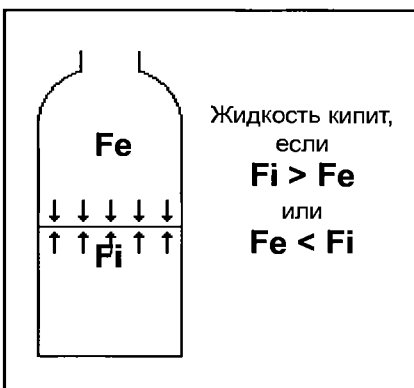


Рис. 28.3.

Однако пары, образовавшиеся из жидкости с температурой 20°C, вновь будут таким же образом конденсироваться в баллоне с температурой 0°C, вызывая новое падение давления над жидкостью с температурой 20°C.

Этот процесс будет повторяться до тех пор, пока в баллоне с температурой 20°C будет находиться хотя бы одна молекула жидкости.

Поэтому через какое-то время жидкость полностью переместится в холодный баллон и будет находиться там при давлении, соответствующем соотношению между температурой холодного баллона и давлением насыщенного пара для данного хладагента (в нашем примере это 4 бар при 0°C для R22).

Б) Проблема перетекания жидкости в конденсатор

Это явление, обусловленное эффектом холодной стенки Вагга, может происходить во всех случаях, когда конденсатор (расположенный *вне* здания) будет находиться при более низкой температуре, чем температура жидкостного ресивера (расположенного *внутри* здания), особенно если холодильная установка должна работать при низких наружных температурах (например, кондиционеры машинных залов ЭВМ или холодильные камеры).

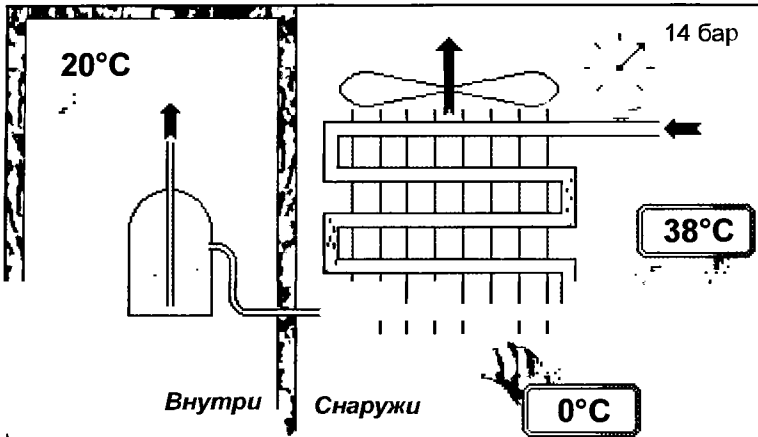


Рис. 28.5.

В момент, когда термостат-регулятор выключает компрессор, жидкий R22, находящийся в конденсаторе и ресивере, имеет температуру, соответствующую давлению конденсации в установке, с учетом переохлаждения (например, 38°C и 14 бар для R22 – см. рис. 28.5).

Поскольку компрессор остановлен, тепло в конденсатор не поступает и температура жидкости начинает падать вплоть

до наступления равновесия с температурой окружающей среды, то есть 20°C для ресивера и 0°C для конденсатора. Начиная с этого момента, в соответствии с эффектом холодной стенки Вагга, жидкость, находящаяся в ресивере при 20°C, будет перемещаться в конденсатор, температура которого 0°C (для R22 давление, показываемое манометром, будет, следовательно, медленно падать с 14 бар до 4 бар, см. рис. 28.6).

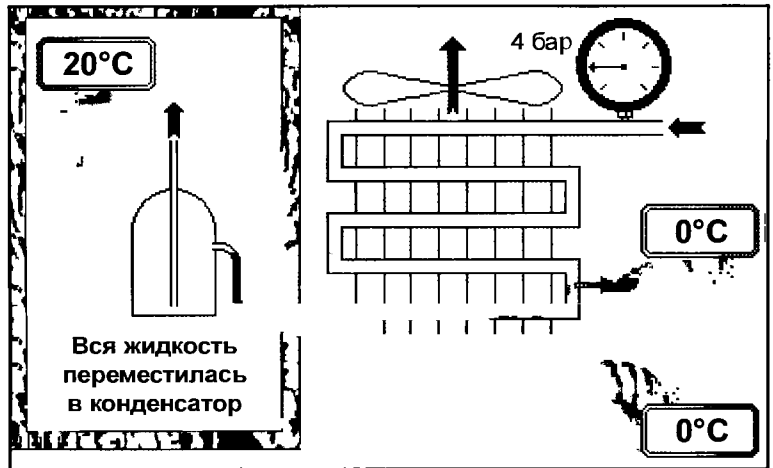


Рис. 28.6.

Что произойдет, когда термостат-регулятор вновь включит компрессор?

Имея в виду, что с одной стороны *ресивер больше не будет содержать жидкость*, и с другой стороны, что давление конденсации *будет очень низким*, ТРВ и испаритель не смогут быть нормально запитанными и компрессор очень быстро отключится по команде предохранительного реле НД.



Таким образом, если есть опасность того, что в течение какого-то времени конденсатор может быть холоднее, чем ресивер, необходимо предусмотреть установку обратного клапана между выходом из конденсатора и ресивером, чтобы полностью исключить любую возможность перетекания жидкости из ресивера в конденсатор.

В) Проблема перетекания жидкости в нагнетающей полости головки блока компрессора при его остановках

Вначале поймем, что происходит, когда *по какой-либо причине* в полости нагнетания головки блока компрессора скапливается жидкость (хладагент или масло).

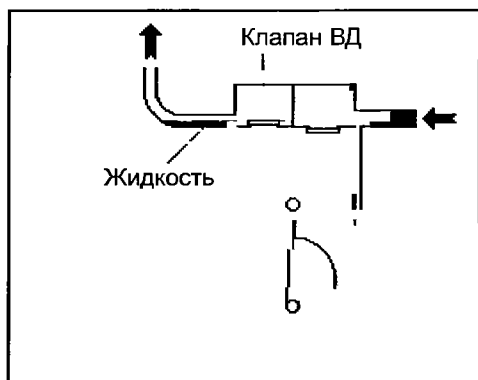


Рис. 28.7.

Такая опасность существует только во время остановки компрессора, поскольку при его работе любые следы жидкости как правило увлекаются горячим газом, выходящим из цилиндра.

Если жидкость накапливается в нагнетающей полости головки блока над клапаном, *часть этой жидкости может проникать в цилиндры* под действием разности между давлением нагнетания и давлением всасывания с обеих сторон клапана при условии, что клапан не вполне герметичен.

При последующем запуске компрессора может возникнуть гидроудар (более или менее значительный в зависимости от количества находящейся

в полости жидкости), при этом опасность поломки или разрушения клапана достаточно велика (см. рис. 28.7).

Опасности, вызываемые жидким хладагентом

Опасность перетекания жидкого хладагента в полость нагнетания головки блока возникает каждый раз, когда температура компрессора оказывается ниже температуры конденсатора.

Это может происходить, например, в разгаре лета в кондиционерах машинных залов ЭВМ, оснащенных конденсаторами с воздушным охлаждением, в период длительной остановки компрессора по каким бы то ни было причинам (см. рис. 28.8).

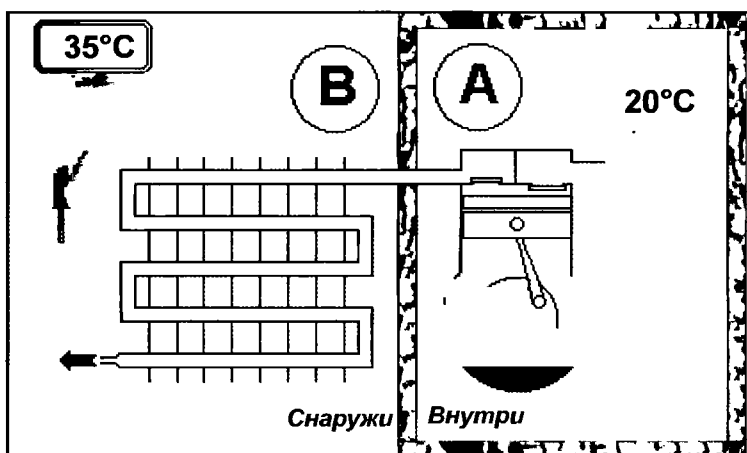


Рис. 28.8.

В этом случае жидкий хладагент перетекает в головку блока (*от В к А*) в соответствии с эффектом холодной стенки Ватта.

Если опасность такого перетекания очень велика, необходимо либо между компрессором и конденсатором установить обратный клапан (как можно дальше от компрессора, чтобы не допустить хлопков этого клапана, вызванных возвратно-поступательным движением поршней), либо поставить на

магистрале нагнетания простую лирообразную маслоподъемную петлю соответствующих размеров, поместив ее в непосредственной близости от компрессора.

Заметим, что наличие электроподогрева картера не может эффективно противостоять перетеканию жидкости в *нагнетающую полость головки блока*, поскольку он нагревает только низ картера, в котором находится масло и ни в коем случае не головку блока.

Опасности, вызываемые маслом

В силу того, что свойства масла для классических хладагентов и самих хладагентов *очень похожи*, при нормальной работе холодильной установки на каждом погонном метре внутренней поверхности трубопроводов содержится некоторое количество перемещающегося вместе с хладагентом масла.

При остановках компрессора это масло под действием силы тяжести стекает вниз. Следовательно, в вертикальных трубках количество стекающего вниз при остановках компрессора масла будет тем больше, чем больше разность уровней этих трубок.

Если конденсатор расположен над компрессором с разностью уровней (высота H на рис. 28.9) более трех метров, то экспериментально показано, что количество стекающего в полость нагнетания при остановках компрессора масла может оказаться достаточным для того, чтобы возник гидроудар, последствия которого, разрушительные для клапанов, будут аналогичны последствиям классического гидроудара, возникающим при повторном пуске компрессора с заполненной жидкостью полостью нагнетания.

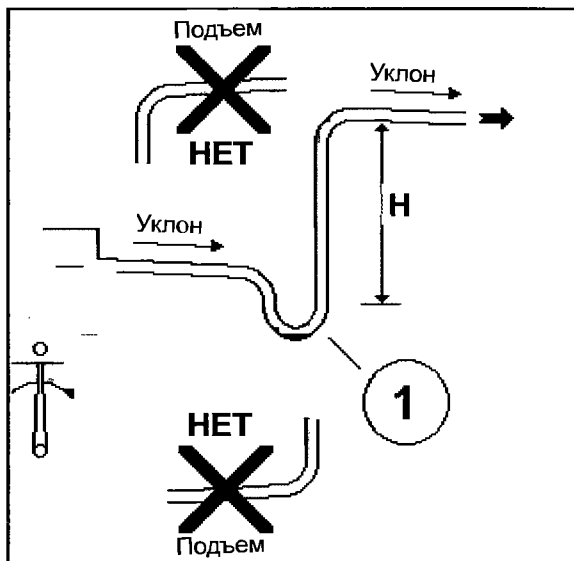


Рис. 28.9.

Опасность этого еще более усугубляется, если во время остановки компрессора в нагнетающей патрубке происходит конденсация хладагента, который также стекает в головку блока.

Таким образом, чтобы предотвратить возможный возврат жидкости (масла или хладагента) в компрессор при его остановке, нужно внизу восходящего трубопровода, если его высота превышает 3 метра, установить маслоподъемную петлю (поз. 1), а также соблюдать при монтаже горизонтальных трубопроводов наклон от компрессора не менее 12 мм/метр.

Г) Проблема перетекания жидкого хладагента в картер компрессора при остановках

Эта проблема является причиной очень многих аварий. Поэтому следует очень хорошо представить себе опасность механических повреждений, которые могут происходить в компрессоре из-за накопления в картере жидкого хладагента по каким бы то ни было причинам.

Прежде всего, имея большое сходство с хладагентом, масло во время остановок сильно разбавляется глицериним.

Заметим, что такое разбавление приводит к потере маслом значительной части своих смазывающих качеств, поскольку все обычно применяемые хладагенты являются, как правило, превосходными обезжиривателями.

Более того, если количество хладагента в нижней части картера становится очень большим, смесь масло/хладагент может стать насыщенной, в результате чего произойдет разделение двух жидкостей.

Компрессор может быть оснащен всасыванием через корпус (поз. 1) или через головку блока (поз. 2), но независимо от этого накопление хладагента в картере будет происходить одинаково (см. рис. 28.10).

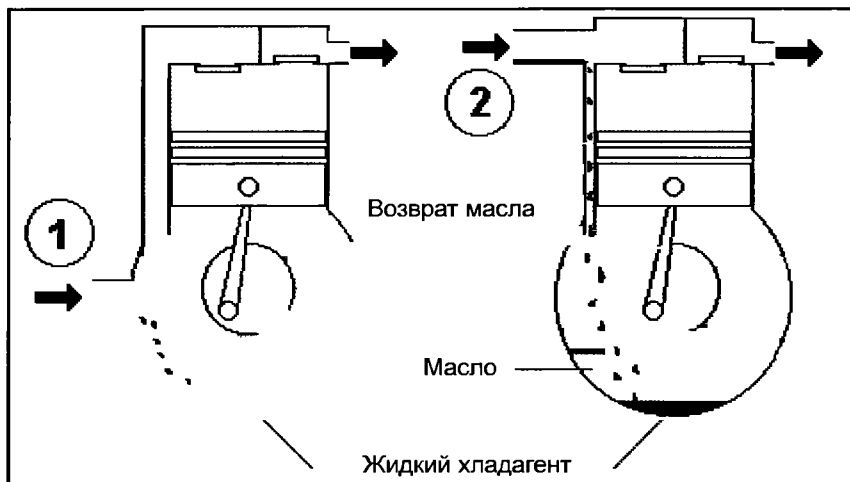


Рис. 28.10.

Поскольку хладагент более плотный, чем масло, слой хладагента в картере *всегда будет находиться под* слоем масла.

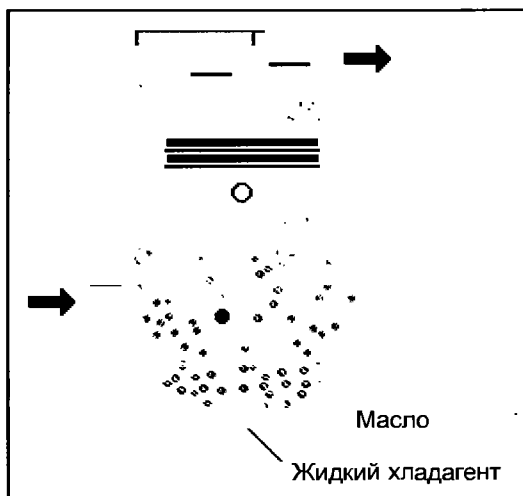


Рис. 28.11.

Когда по команде управления компрессор запускается, *внезапное падение давления в картере* будет приводить к *очень бурному вскипанию жидкого хладагента*.

Первые пузырьки, порожденные этим бурным кипением, будут подниматься через слой масла, *пробулькивая через его поверхность, полностью насыщаясь маслом и увлекая за собой большое количество масляных капелек в виде суспензии* (см. рис. 28.11).

Это явление, в просторечии именуемое “вспенивание масла”, можно легко видеть через окошко указателя уровня масла.

Эмульсия паров хладагента, насыщенных маслом, образовавшаяся в результате падения давления в картере после запуска компрессора,

будет проникать в головку блока, вызывая сильный отток масла (проходя через клапаны, масло может также провоцировать иногда очень сильные гидроудары).

Если количество жидкого хладагента в картере действительно велико, отток масла при вскипании хладагента может стать настолько значительным, что в момент запуска компрессора наблюдатель зафиксирует в смотровом стекле указателя уровня масла совершенную пустоту.

К сожалению, отрицательное влияние присутствия хладагента в картере при остановках компрессора не ограничивается только проблемой оттока масла.

Действительно, так как смазка поршневых компрессоров обеспечивается за счет масла, находящегося в картере, присутствие в нем жидкого хладагента будет осложнять положение.

Когда смазка компрессора обеспечивается с помощью масляного насоса, масло отбирается со дна картера через масляный фильтр и потом, пройдя через насос, нагнетается в смазочные канавки (см. рис. 28.12).

При запуске компрессора, если в картере имеется жидкий хладагент, вместо того, чтобы засосать только масло, масляный насос может засосать также и жидкий хладагент.

В этот момент могут произойти 2 следующих события:

1) Разрежение в зоне заборника масляного насоса при его запуске приводит к вскипанию хладагента в этой зоне. В результате насос всасывает только пары хладагента, начинается кавитация и масло вытекает из насоса, что полностью исключает подачу масла в смазочные канавки и, кроме того, создает опасность разрушения самого насоса.

2) Масло из насоса не вытекает и хладагент (являющийся превосходным растворителем) поступает в масляный контур. В этом случае не только не осуществляется смазка, но более того, хладагент смывает смазку со всех подвижных частей компрессора.

В обоих этих случаях компрессор работает без всякой смазки, так как жидкий хладагент совершенно нельзя удалить.

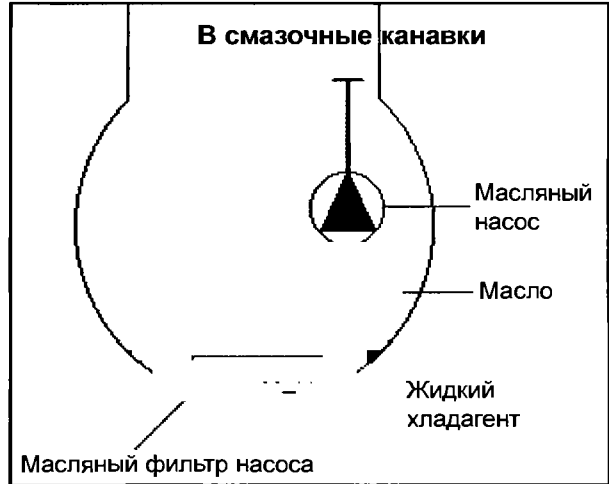


Рис. 28.12.

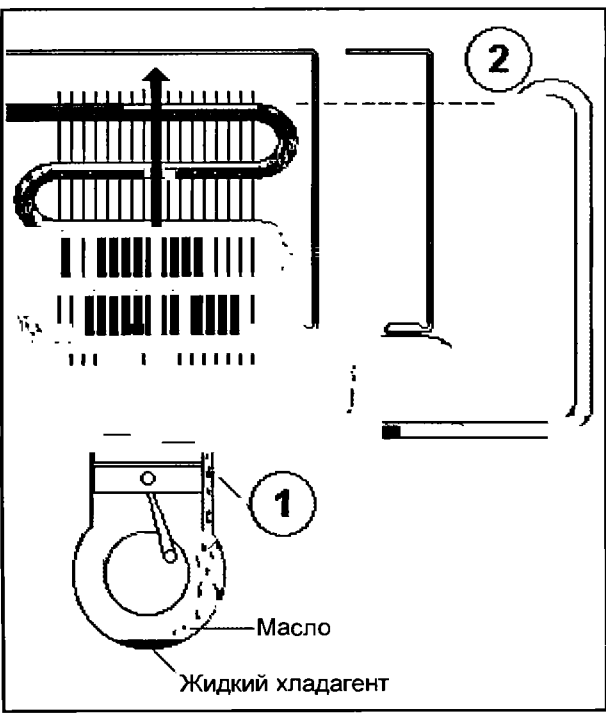


Рис. 28.13.

Легко понять, что повторные запуски в этих случаях совершенно недопустимы, поскольку могут стать причиной многочисленных механических поломок в компрессоре (цапфы и шейки коленчатых валов, подшипники, шатуны, клапаны...).

Почему жидкий хладагент попадает в картер ?

Чтобы содействовать возврату масла в компрессор, необходимо иметь всасывающий патрубок с наклоном в сторону компрессора. Но во время остановки компрессора жидкий хладагент, находящийся в испарителе, также может стекать в корпус компрессора (ноз. 1 на рис. 28.13) (см. также раздел 43. "Подключение испарителя").

Иногда, для исключения стекания жидкого хладагента под действием силы тяжести в картер компрессора, когда испаритель не запитывается снизу, на всасывающей магистрали устанавливают лирообразный затвор с маслоподъемной петлей (ноз. 2). Верхняя точка затвора при этом должна оказаться выше уровня испарителя.

Однако такой затвор хотя и может помешать стеканию жидкости под действием силы тяжести в картер при остановках компрессора, тем не менее, иногда он может оказаться причиной огромного выброса жидкости во всасывающую магистраль в момент запуска, что порождает опасность возникновения разрушительного гидроудара.

Более того, лирообразный затвор не обеспечивает защиты от перетекания жидкости в картер, обусловленного эффектом холодной стенки Ватта, когда температура компрессора становится ниже температуры испарителя (например, зимой, если компрессор находится на улице).

Заметим также, что большое количество жидкого хладагента в картере может искусственно поднимать уровень масла, создавая иллюзию благополучия при визуальном контроле уровня масла через смотровое стекло указателя уровня (см. рис. 28.14).

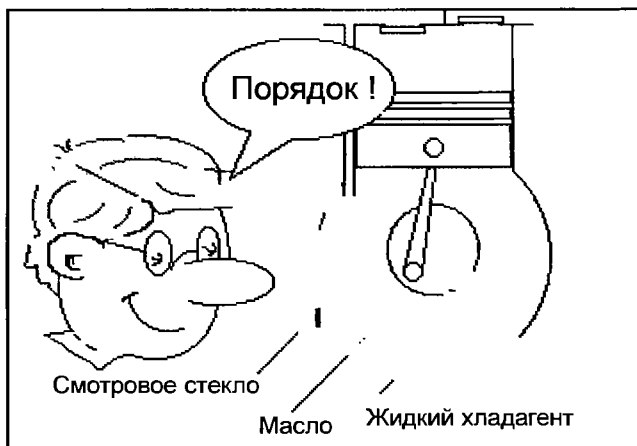


Рис. 28.14.

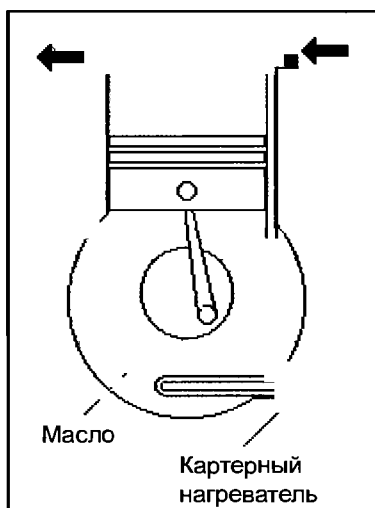


Рис. 28.15.

Наилучшим решением проблемы предотвращения перетекания жидкого хладагента в картер компрессора во время его остановок является, по нашему мнению, использование подогрева масла с помощью электронагревателя, устанавливаемого в картере (см. рис. 28.15).

Вместе с тем, тепловая мощность электронагревателя не должна быть слишком большой, чтобы масло не нагревалось до высоких температур. Дело в том, что при слишком высоких температурах масло начинает разлагаться или обугливаться, что приводит к потере его смазочных качеств.

Поэтому тепловая мощность электронагревателя (относительно небольшая) должна лишь обеспечивать нагрев масла до температуры, примерно на 10...20 К превышающей температуру окружающей среды, главным образом для того, чтобы предотвратить перетекание в картер жидкого хладагента, обусловленное эффектом холодной стенки Ватта.

Следовательно, *из-за малой мощности такие электронагреватели совершенно неспособны служить для испарения больших количеств жидкого хладагента*, который может попадать в картер при остановках компрессора (пути решения этой проблемы мы будем рассматривать в разделе 29. "Остановки холодильных компрессоров").

Заметим также, что если разработчик компрессора устанавливает электронагреватели повышенной мощности, он должен предусмотреть также и установку реле-терморегулятора, обеспечивающего контроль температуры масла и предотвращающего перегрев.

Однако, в связи с чисто экономическими соображениями этот способ контроля и поддержания температуры масла используется, как правило, только для больших компрессоров.

Еще одна проблема может возникнуть, когда установка оснащена двумя параллельно соединенными испарителями, работающими на один и тот же компрессор, но при различных температурах кипения. Рассмотрим, в качестве примера две холодильные камеры, одна с температурой $+4^{\circ}\text{C}$, другая -6°C , соединенных с одним и тем же компрессором при помощи единого коллектора всасывания (поз. 3 на рис. 28.16).

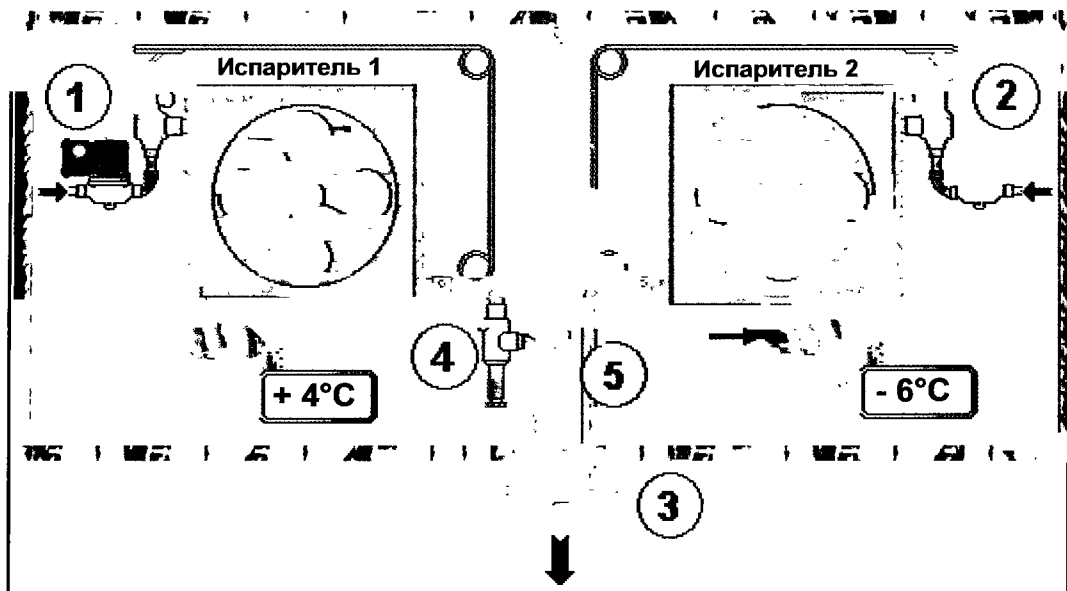


Рис. 28.16.

Каждый испаритель запитан через электромагнитный клапан, управляемый термостатом температуры (в камере) (поз. 1 и 2). Перед коллектором на магистрали всасывания от более теплой камеры (то есть камеры с температурой $+4^{\circ}\text{C}$) установлен клапан постоянного давления для того, чтобы сохранять нужную температуру кипения в этой камере независимо от условий работы.

Что же может произойти, если камера № 1 работает, а камера № 2 остановлена?

Часть “теплых” паров, выходящих из клапана постоянного давления, может попасть в испаритель № 2, температура которого гораздо ниже, и там сконденсироваться.

Накопление большого количества жидкости в испарителе № 2 при включении этого испарителя может обусловить огромный приток жидкости во всасывающую магистраль компрессора и, следовательно, возникновение очень сильного гидроудара.

Во избежание такой опасности в подобных схемах всегда следует предусматривать установку обратного клапана на выходе из более холодных испарителей (поз. 5).

Примечание. Работа клапана постоянного давления (а также работа двух камер, работающих при одинаковой температуре, но различной влажности) рассмотрена ниже в разделе 61.

Д) Особенности решения проблемы предотвращения перетекания жидкости при использовании маслоотделителя

В традиционных кондиционерах маслоотделители в холодильном контуре используются не часто. Однако в промышленном и торговом холодильном оборудовании, особенно при очень низких температурах кипения, маслоотделители применяются гораздо чаще.

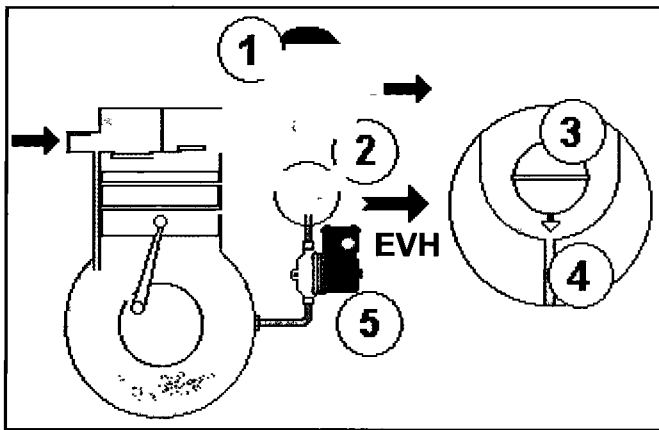


Рис. 28.17.

Анализ различных конструкций маслоотделителей не является предметом настоящего руководства (существует много литературы, описывающей конструкцию, преимущества и недостатки этих устройств), напомним только, что маслоотделитель (ноз. 1 на рис. 28.17) устанавливается на нагнетающей магистрали компрессора.

Горячие газы, выходящие из нагнетательного патрубка компрессора, поступают в кожух (ноз. 2), окружающий накопительную камеру маслоотделителя, снабженную поплавковым клапаном (ноз. 3). Когда

уровень масла в ней повышается, поплавок всплывает, открывая сливное отверстие, через которое масло под действием давления нагнетания может возвращаться в картер компрессора (ноз. 4).

Во время остановок компрессора часть газа высокого давления, находящаяся в маслоотделителе, может конденсироваться, так как температура воздуха, окружающего маслоотделитель, ниже температуры газа. Сконденсировавшаяся жидкость, попадая в накопительную камеру, поднимает уровень жидкости в ней и поплавковый клапан открывается, в результате чего жидкий хладагент может попасть в картер.

Если его количество велико (низкая окружающая температура, большая длина трубопроводов...), при запуске компрессора мы столкнемся с теми же проблемами, которые описаны нами в части Г настоящего раздела.

Среди возможных решений этой проблемы (теплоизолированный маслоотделитель, подогрев маслоотделителя при остановках компрессора...) рассмотрим более подробно использование электроклапана, установленного на трубке возврата масла в картер (ноз. 5).

Принципиальная схема управления электроклапаном возврата масла (EVH) представлена на рис. 28.18.

Во время остановки компрессора С (4-3) через контакты С (1-2) запитан электронагреватель картера RC (2-3), а электроклапан EVH (5-3) отключен контактами С (4-5). В результате слив жидкого хладагента из сепаратора, если он там есть, в компрессор невозможен.

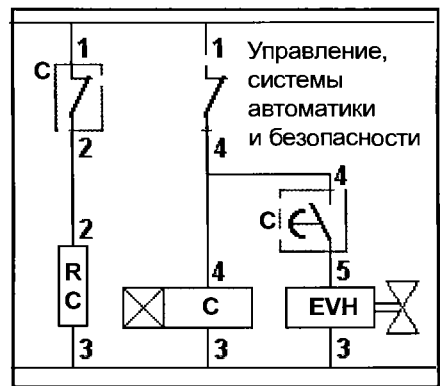


Рис. 28.18.

Когда компрессор вновь запускается, электронагреватель картера выключается, однако электроклапан EVH, управляемый через контакты реле времени компрессора С (4-5), не срабатывает.

В течение определенного промежутка времени с момента пуска компрессора, определяемого реле, горячие газы, проходящие через кожух маслоотделителя (ноз. 2 на рис. 28.17), нагревают маслоотделитель, что приводит к испарению жидкого хладагента, который может находиться в накопительной камере. Примерно через 1-2 минуты контакты С (4-5) реле времени замыкаются, но в связи с тем, что маслоотделитель уже нагрет, опасность попадания большого количества жидкого хладагента в картер компрессора при этом практически исключена.

29. ОСТАНОВКА ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

В предыдущем разделе мы увидели, что накопление жидкого хладагента в картере компрессора при его остановках опасно не только тем, что приводит к заметному оттоку масла, но может также стать причиной катастрофических механических аварий при запуске.

Чтобы ограничить возможное стекание жидкости в картер компрессора при его остановках, на жидкостной линии как можно ближе к ТРВ устанавливают электромагнитный клапан (VEM).

Поскольку при каждой остановке компрессора этот клапан герметично закрыт, количество жидкости, которое может стечь в картер, ограничено содержимым испарителя в момент остановки плюс жидкостью, содержащейся в заклапанном объеме (VEM) (см. рис. 29.1).

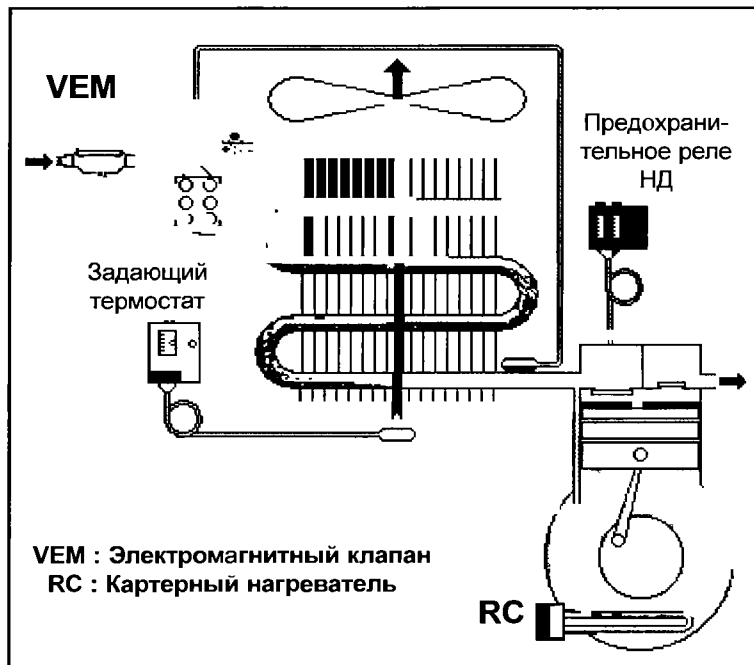


Рис. 29.1.

Это позволяет самым радикальным образом препятствовать течению жидкости в испаритель, а следовательно, и в картер компрессора, даже если ТРВ полностью открыт.

Кроме того, при остановках компрессора обеспечивается подогрев масла с помощью картерного электронагревателя (RC), который предназначен для испарения хладагента, который может попасть в картер.

Одновременно электронагреватель, подогревая масло, во многом предотвращает возможность перемещения жидкости в картер, обусловленную эффектом холодной стенки Ватта.

Электрические схемы остановки компрессора и управления электромагнитным клапаном могут быть самыми разнообразными.

А) Остановка компрессора с минимальной защитой

На рис. 29.2 представлена одна из таких схем, которую по-английски называют "minimum protection".

Когда температура окружающей среды достигнет значения, установленного задающим термостатом, по сигналу от него контакты (4-5) размыкаются, одновременно обесточивая обмотку контактора компрессора С (5-3) и электромагнитного клапана VEM (6-3), установленного на жидкостной магистрали.

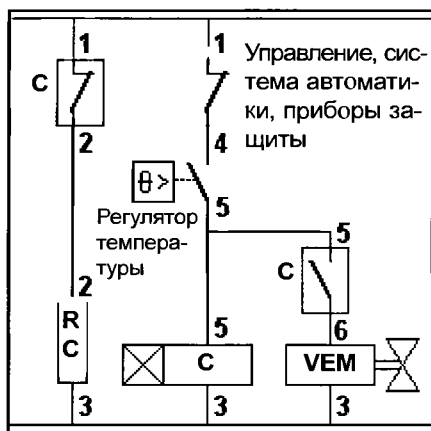


Рис. 29.2.

Компрессор останавливается, а разомкнутый контакт С (1-2) замыкается и на электронагреватель картера RC (2-3) подается напряжение.

Когда температура в охлаждаемом объеме повышается, задающий термостат вновь замыкает контакты (4-5).

Если управляющие контакты (ручной выключатель пуск/остановка, таймер оттайки...), контакты системы автоматики (вентилятор испарителя, датчик расхода воздуха...) и контакты системы безопасности (предохранительные реле ВД и НД, реле тепловой защиты, встроенная защита...) замкнуты, компрессор запускается и одновременно открывается электроклапан VEM.

В это же время размыкаются контакты С (1-2) и электронагреватель картера обесточивается.



Важно отметить, что при любой остановке компрессора, чем бы она не вызывалась (управляющий сигнал, сигнал от системы безопасности, автоматики или регулирования), клапан VEM обесточивается и перекрывает жидкостную магистраль, гарантируя во всех случаях минимальную защиту от протекания жидкости в картер.

29.1 УПРАЖНЕНИЕ 1

Нужен ли контакт С (5-6), расположенный на линии электропитания VEM? Зачем? (Правильный ответ приведен ниже, но не спешите прочитать его, подумайте немного...).

ОТВЕТ:

Если в обмотке контактора С (5-3) имеется обрыв или плохой электрический контакт на линии ее электропитания, она не срабатывает и компрессор не запускается.

Но хотя компрессор будет стоять, клапан VEM окажется под напряжением и откроет жидкостную магистраль. Следовательно, контакт С (5-6) дает минимальную защиту даже в случае электрических повреждений обмотки.

Б) Остановка компрессора с автоматическим вакуумированием

Принципиальная схема такого процесса, называемого по-английски "automatic pump down control" приведена на рис. 29.3.

Когда температура в охлаждаемом объеме будет равна заданной, термостат размыкает контакты (4-5) и отключает *только* электромагнитный клапан VEM (5-3), который закрывается и прекращает доступ жидкости в испаритель.

При этом компрессор С (6-3) продолжает работать, всасывая хладагент, находившийся в испарителе в момент закрытия клапана VEM. в результате чего давление всасывания падает.

Следовательно, после вакуумирования испарителя, компрессор будет остановлен по сигналу от предохранительного реле НД (4-6).

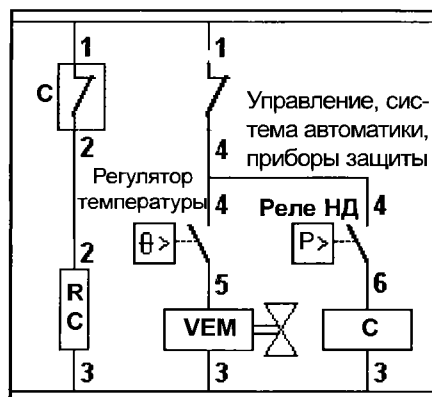


Рис. 29.3.

После подъема температуры в охлаждаемом объеме термостат замкнет контакты (4-5), клапан VEM откроется, в испаритель хлынет поток жидкости и давление во всасывающей магистрали начнет расти.

В результате контакты (4-6) предохранительного реле НД (иногда называемого прессостатом вакуумирования) замкнутся и компрессор С вновь запустится.

При такой последовательности срабатывания агрегатов *испаритель перед каждой остановкой компрессора полностью опорожняется от жидкости*, что предотвращает любое ее перемещение в картер. Более того, вакуумирование способствует возврату в картер масла, которое находилось в испарителе в момент отключения клапана VEM.

29.2. УПРАЖНЕНИЕ 2

Хотя *априори* автоматическое вакуумирование представляется весьма интересным решением, тем не менее, иногда такое решение может сопровождаться серьезным недостатком. Каким? (Вы вправе вновь попытаться найти ответ самостоятельно, прежде чем прочтете его ниже).

ОТВЕТ:

После отключения компрессора предохранительным реле НД *часто случается так, что НД вновь растет* (достаточно небольших утечек, например, через клапан VEM или нагнетающий клапан).

При росте давления во всасывающей магистрали реле НД снова включит компрессор, даже если контакты (4-5) задающего термостата разомкнуты.

Компрессор проработает *несколько секунд* и вновь отключится по команде реле НД. Поскольку утечки остались, давление во всасывающей магистрали снова начнет расти, компрессор снова включится, а затем выключится (и так далее...), причем частота циклов "пуск-останов" *будет тем выше, чем больше негерметичность*.

Заметим, что использование картерных электронагревателей при такой схеме не рекомендуется, поскольку при нагреве масла они стимулируют газовыделение, вызывающее повышение давления во всасывающей магистрали, а следовательно, нежелательные запуски компрессора при его остановках по команде от реле низкого давления.

Таким образом, автоматическое вакуумирование обладает тем преимуществом, что перед каждой остановкой компрессора полностью опорожняет испаритель, что совершенно исключает опасность перетекания жидкости в картер.

Однако с другой стороны, такая схема может спровоцировать нежелательные циклы “включение-останов” в течение длительных периодов нормального отключения компрессора по команде от регулирующих органов.

В дальнейшем мы увидим, что 80% износа компрессора обусловлены механическими и тепловыми перегрузками в момент запуска.

Следовательно, необходимо найти такое решение, которое, сохраняя преимущества вакуумирования испарителя перед остановкой компрессора, позволяет исключить его частые включения и отключения в случае неожиданных подъемов давления всасывания во время остановки компрессора системой регулирования температуры.

В) Остановка компрессора с одномоментным вакуумированием

Принципиальная схема этого процесса, называемого по-английски “single pump down control”, представлена на рис. 29.4.

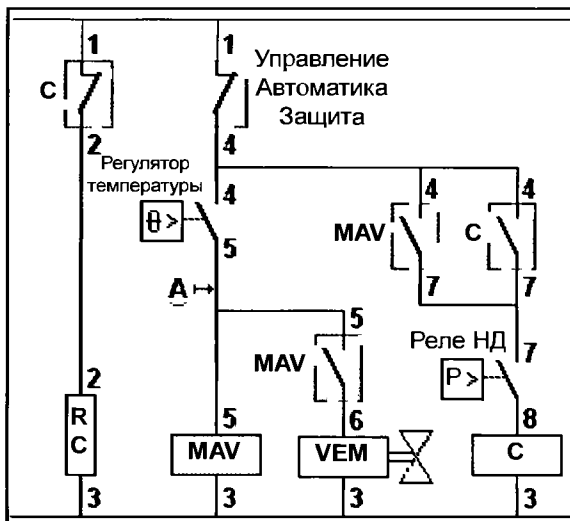


Рис. 29.4.

При достижении температуры в охлаждаемом объеме заданного значения контакты (4-5) регулятора температуры размыкаются.

В результате обесточиваются реле вакуумирования MAV (5-3), электроклапан VEM (6-3) и компрессор С (8-3). Электронагреватель картера RC (2-3) находится под напряжением.

Когда температура в охлаждаемом объеме поднимется, контакты (4-5) задающего термостата замкнутся, подав напряжение на реле вакуумирования MAV (5-3) и клапан VEM (6-3), что приведет к подаче жидкости в испаритель и быстрому росту давления во всасывающей магистрали.

Контакты (4-7) реле MAV замкнутся, но контактор С не запустит компрессор до тех пор, пока давление во всасывающей магистрали не достигнет пускового значения, заданного предохранительным реле НД, и не замкнутся контакты (7-8) этого реле.

В этот момент компрессор запустится, одновременно замкнув свои самопитающие контакты С (4-7) и отключив электронагреватель размыканием контактов С (1-2).

Позднее, когда температура в охлаждаемом объеме упадет, задающий термостат вновь разомкнет контакты (4-5), сняв питание с реле MAV и клапана VEM. Контакт MAV (4-7) разомкнется, но компрессор продолжит работу, будучи запитанным через свой собственный контакт С (4-7), и, поскольку клапан VEM закрыт, компрессор начнет опорожнять испаритель от находящейся там жидкости до тех пор, пока в результате падения давления всасывания не сработает предохранительное реле НД и не разомкнет контакты (7-8).

Если теперь давление во всасывающей магистрали начнет расти (например, из-за утечек через клапаны), контакты (7-8) реле НД снова замкнутся, но на этот раз компрессор не запустится, поскольку контакты MAV (4-7) и С (4-7) разомкнуты, то есть компрессор не запустится до тех пор, пока задающий термостат не замкнет контакты (4-5) в результате роста окружающей температуры.

Таким образом, частые повторения циклов “пуск-останов” из-за аномального роста НД в период остановки компрессора (неизбежные при автоматическом вакуумировании) совершенно исключаются.

Заметим, что схема подключения выполнена таким образом, что экстренное выключение (по команде от приборов защиты или системы автоматики) производится за счет размыкания контактов (1-4), что немедленно останавливает компрессор и одновременно обесточивает вентиль VEM, сохраняя тем самым по меньшей мере минимальную защиту.

Заметим также, что в линии задающего термостата сразу за ним (точка А на схеме) зачастую устанавливают ручной выключатель “Запуск/остановка” с тем, чтобы сохранить преимущественно вакуумирования испарителя, даже если компрессор выключают вручную.



Схема остановки с одномоментным вакуумированием настоятельно рекомендуется для установок, в которых могут появиться сложности с возвратом масла (большая длина трубопроводов, испаритель установлен под компрессором, предусмотрено регулирование мощности компрессора...)

29.3. УПРАЖНЕНИЕ 3

У схемы, представленной на рис. 29.4, в случае непредвиденного падения давления во всасывающей магистрали имеется один недостаток. Представим, например, что в одном из резьбовых соединений холодильного контура имеется негерметичность, приводящая к утечкам хладагента, в то время как компрессор работает нормально.

В результате утечек в контуре появляется нехватка хладагента, давление всасывания начинает падать и реле НД отключает компрессор, размыкая контакты (7-8).

Однако потребность в холодопроизводительности не меняется, поэтому контакты (4-5) задающего термостата остаются замкнутыми, вследствие чего реле MAV и клапан VEM будут находиться под напряжением (хотя компрессор С остановлен), что приведет к быстрому подъему давления во всасывающей магистрали.

Компрессор снова запустится, потом опять остановится по команде от реле НД (и так далее...), то есть начнет работать в недопустимом режиме “пуск-останов”.

Задание: Найдите возможность улучшения схемы (рис. 29.4), включив в нее *предохранительное реле НД*, которое останавливало бы компрессор в случае аномальных значений давления всасывания в процессе функционирования установки с сохранением всех преимуществ одномоментного вакуумирования (в частности, запуски и отключения компрессора должны по-прежнему производиться по команде *предохранительного реле НД*).

Конечно, чтобы полностью исключить пульсирующий режим работы компрессора, установка после отключения из-за какой-либо неисправности (*предохранительным реле НД или другими приборами защиты*) должна запускаться только после нажатия на кнопку приведения в рабочее состояние.

Итак, перед тем как узнать решение возьмите карандаш.

РЕШЕНИЕ:

На рис. 29.5 представлена откорректированная схема автоматизации отключения компрессора.

1) Цепь предохранительного реле RS (4-5). Все приборы защиты компрессора (предохранительное реле ВД, тепловое реле, встроенная защита...) включены последовательно (контакты 1-2) с предохранительным реле НД в цепи предохранительного реле RS (4-5). Поэтому отключение питания реле RS по любой причине, например, предохранительным реле НД (2-3), приводит к немедленному обесточиванию реле MAV, клапана VEM и компрессора С из-за размыкания контактов 6-7 реле RS.

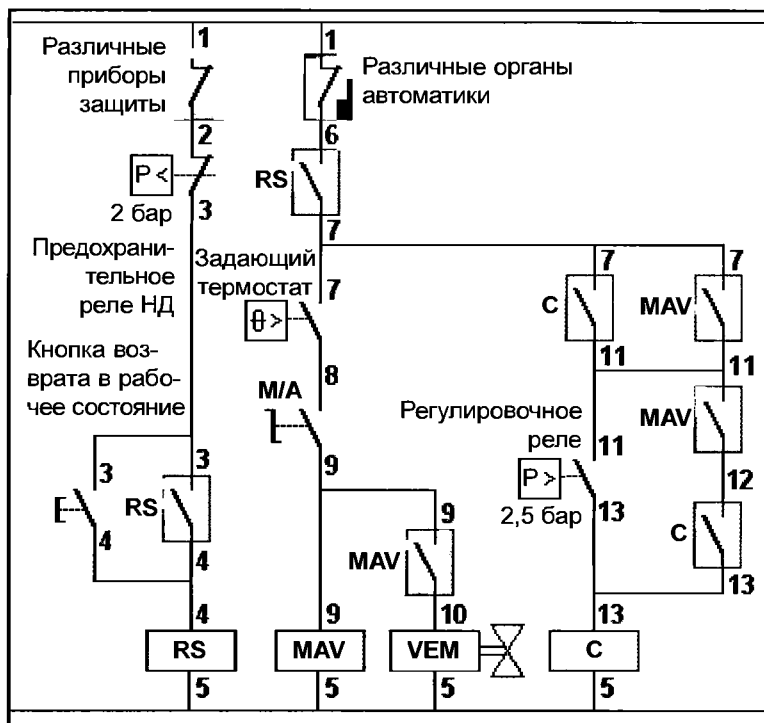


Рис. 29.5.

Ручной выключатель “пуск/остановка” (M/A) компрессора (8-9) включен в данную цепь для того, чтобы можно было вручную останавливать компрессор и закрывать клапан VEM при вакуумировании.

3) Цепь компрессора С. Если компрессор остановлен, то после подъема температуры и замыкания контактов (7-8) задающего термостата запрашиваются реле MAV и клапан VEM. Контакты (11-12) реле MAV замыкаются, но контакты реле компрессора С (12-13) разомкнуты, так как разомкнуты контакты *управляющего реле НД* (11-13), которые замыкаются только *после* заполнения испарителя и подъема давления во всасывающей магистрали.

Когда контакты задающего термостата (7-8) разомкнутся, реле MAV и клапан VEM обесточатся, однако компрессор будет запитан через контакты С (7-11) до тех пор, пока не упадет давление всасывания и не разомкнутся контакты (11-13).

При нормальной работе контакты MAV (11-12) и С (12-13) замкнуты и шунтируют контакты (11-13) управляющего реле НД для того, чтобы в случае аномального падения давления всасывания (вызванного, например, утечками) и размыкания контактов (11-13), допустим, при 2,5 бар, компрессор С продолжал работать. Если давление упадет еще ниже, например, до 2 бар, компрессор будет остановлен из-за срабатывания предохранительного реле НД (2-3) и отключения реле RS, после чего потребуется вручную приводить установку в рабочее положение.

Повторно реле RS может сработать только тогда, когда замкнутся контакты сработавшего предохранительного устройства и только *после нажатия на кнопку приведения в рабочее состояние* (3-4) реле RS будет самозапитано через контакты (3-4).

2) Цепь реле вакуумирования MAV и клапана VEM. Размыкание контакта любого из устройств автоматики (1-6), которым может быть контакт вентилятора испарителя, датчика расхода воздуха и т.д., приводит к немедленной остановке компрессора и закрытию клапана VEM.

29.4. УПРАЖНЕНИЕ 4

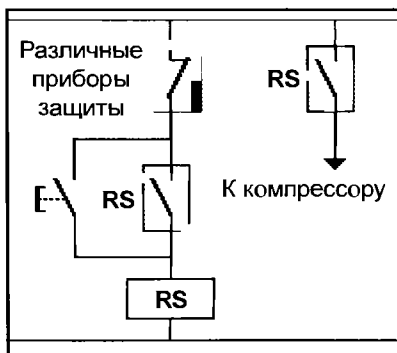


Рис. 29.6.

Схема, которую мы только что рассмотрели, обладает одним недостатком. Действительно, в случае отсутствия напряжения в сети по вине энергетиков или кратковременного отключения тока, реле **RS** выключается. Когда напряжение появится вновь, для приведения установки в рабочее состояние требуется вмешательство персонала с тем, чтобы нажатием на кнопку приведения в рабочее состояние запустить ее.

Найдите решение, обеспечивающее *автоматическую подачу напряжения* на реле **RS** после отключения тока (для этого вам потребуется реле времени и немного воображения, см. рис. 29.6).

Ответ на другой странице.

Г) Почему вакуумирование способствует возврату масла?

При каждой остановке компрессора в испарителе остается хладагент и какое-то количество масла.

В установках, где стекание масла в компрессор под действием силы тяжести невозможно (например, если испаритель расположен ниже компрессора), или когда масло в контуре накапливается в результате изменения массового расхода хладагента (например, если компрессор оборудован системой регулирования производительности), появляется необходимость возвращать это масло в картер при каждой остановке.

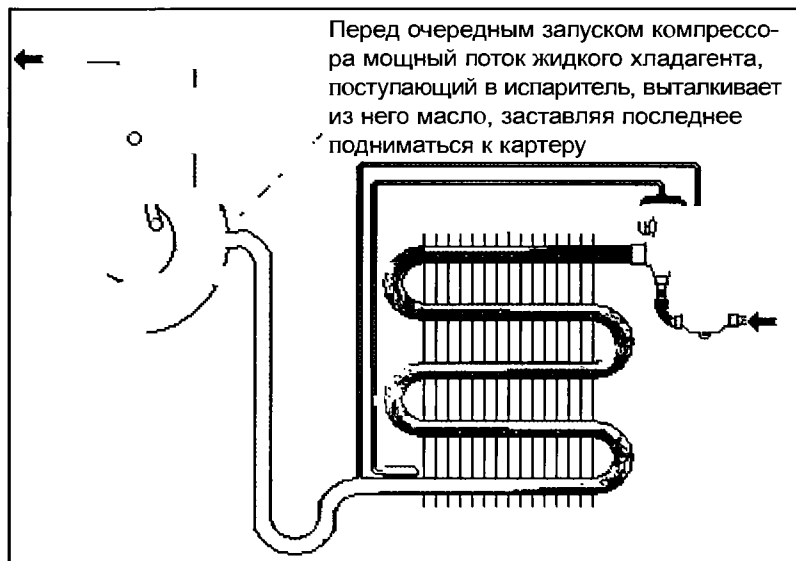


Рис. 29.7.

Имея ввиду отличную растворимость масла в хладагенте, для возврата масла в картер необходимо перегнать в компрессор максимальное количество хладагента и, следовательно, перед каждой остановкой отвакуумировать испаритель.

Другое преимущество по возврату масла, обусловленное вакуумированием, связано с тем, что после открытия клапана **VEM** испаритель резко заполняется потоком жидкого хладагента (см. рис. 29.7) и масло, накопленное в испарителе вытесняется этим потоком в компрессор. Это позволяет перегнать максимальное количество масла перед повторным включением компрессора по сигналу от управляющего прессостата НД.



Поэтому вакуумирование перед остановкой обязательно для агрегатов, в которых предвидятся сложности с возвратом масла в компрессор.

30. ПРОБЛЕМА ПОВЫШЕННОЙ ЧАСТОТЫ ВКЛЮЧЕНИЯ КОМПРЕССОРОВ

А) Почему возникают частые включения?

Повышенная частота циклов “пуск-останов” может быть обусловлена как нарушениями в работе холодильного контура и, следовательно, соответствующими командами от различных предохраняющих устройств (например, предохранительных реле НД или ВД), так и командами от системы регулирования исправного контура в случае, если компрессор *переразмерен* по отношению к потребностям в холодопроизводительности.

Действительно, *все* холодильные компрессоры могут становиться переразмеренными по мере того, как падает потребность в холоде, если, например, наружная температура или солнечный нагрев уменьшаются.

Чтобы лучше понять это, рассмотрим в качестве примера небольшой кондиционер, способный поглотить тепловую мощность **10 кВт** при наружной температуре 35°C , в котором установлен компрессор соответствующей единичной мощности, то есть **10 кВт**.

В разгаре лета при наружной температуре 35°C потребная холодопроизводительность составляет *10 кВт* и система регулирования, чтобы поддерживать необходимую температуру в кондиционируемом помещении, заставляет компрессор работать непрерывно, то есть *60 минут в час* (см. рис. 30.1).

Зимой, когда потребность в холоде отсутствует, регулятор выключает компрессор и он перестает работать совсем (*0 мин/час*).

Если в данный момент потребность в холоде составляет *5 кВт*, компрессор будет работать только *30 мин/час*. По этим трем точкам мы проводим прямую, которая указывает полную продолжительность работы компрессора (мин/час) в зависимости от потребности в холоде (кВт).

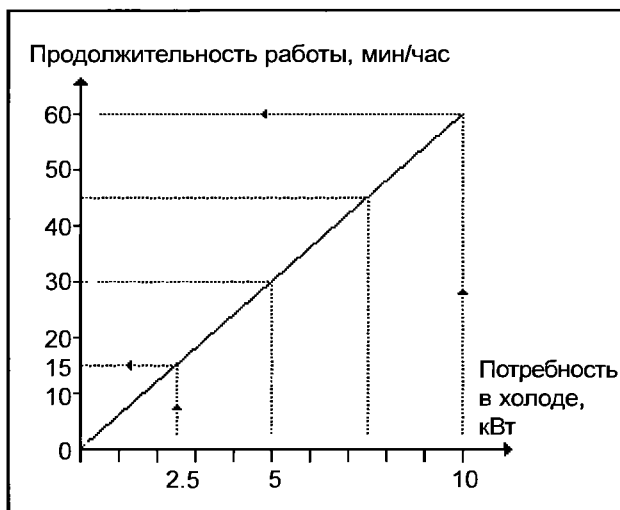


Рис. 30.1.

Итак, если в данный момент потребность в холоде составляет *2.5 кВт* (то есть $1/4$ номинальной мощности), задающий термостат будет включать компрессор только на *15 минут в час*.



Однако это не означает, что компрессор будет непрерывно работать 15 минут и стоять 45 минут, это означает только то, что суммарное время работы компрессора в течение 1 часа будет равно 15 минутам!

Продолжительность времени работы и стоянки зависит от множества факторов, связанных с конструкцией установки и внешними условиями (такими как номинальная холодопроизводительность, потери или приток тепла в данный момент...), на которые ремонтник не может влиять.

С другой стороны, частота запусков зависит в значительной степени от диапазона температур задающего термостата (разности между температурой запуска и останова), управляющего работой компрессора.

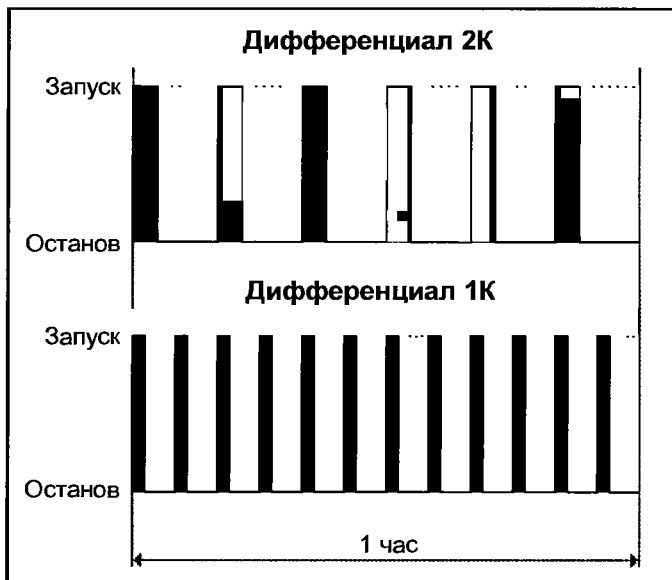


Рис. 30.2.

Представим себе, что в установке, упомянутой в начале данного раздела, на задающем термостате установлен диапазон в 2К и при потребности в холоде 2,5 кВт термостат запускает компрессор 6 раз в час (см. рис. 30.2).

При той же потребности в холоде 2,5 кВт, если на термостате установлен вдвое меньший диапазон, то есть 1К, компрессор будет запускаться в 2 раза чаще, то есть 12 раз в час.

В самом деле, чтобы снизить температуру в кондиционируемом помещении на 2К, компрессор должен работать примерно в два раза дольше по сравнению со снижением на 1К.

С другой стороны, после остановки компрессора окружающая температура поднимается на 1К примерно в 2 раза быстрее, чем на 2К.

Тем не менее, какой бы ни был диапазон регулирования, сумма времен работы компрессора (заштрихованные области на рис. 30.2) остается в обоих случаях неизменной и составляет 15 мин/час, что соответствует средней холодопроизводительности, равной 2,5 кВт и отвечающей потребностям в холоде в данный момент.



Таким образом, чем больше уменьшается заданный регулирующим термостатом диапазон поддержания температуры, тем больше возрастает частота запусков компрессора и тем больше повышается частота циклов “пуск-остановка”, обусловленная регулированием температуры при низких тепловых нагрузках.

Б) Почему нужно избегать повышенной частоты циклов “пуск-остановка” компрессоров?

При каждой остановке масло, которое служит для смазки подвижных деталей компрессора, стремится под действием силы тяжести стечь в картер.

Более того, в момент запуска происходит сильный механический удар, обусловленный быстрым нарастанием числа оборотов компрессора от нуля до номинального значения (например, 1450 или 2800 об/мин).

Ситуация ухудшается еще и тем, что смазывающее масло не может *мгновенно* попасть к смазываемым деталям. Действительно, масляному насосу требуется *какое-то время*, чтобы начать подкачку масла и только в конце пускового периода он обеспечивает номинальный расход, когда компрессор вращается уже с полной скоростью.

Напомним также, что падение давления в момент запуска вызывает бурную дегазацию масла, если в картере компрессора имеются хотя бы малейшие следы хладагента. При этом смесь хладагента и масла начинает вспениваться, что приводит к значительному оттоку масла и совершенно не способствует работе масляного насоса, увеличивая продолжительность работы компрессора “*всухую*”.



Следовательно, момент запуска компрессора сопровождается, с одной стороны, значительными механическими ударами, а с другой стороны ухудшением смазки.

Объединение этих неблагоприятных факторов вызывает преждевременный механический износ деталей компрессора (*считается, что около 80% механического износа происходит в момент запуска*).

Вдобавок к механическим проблемам, которые мы смогли изучить выше, в компрессорах с встроенным электродвигателем при запуске возникают и электрические проблемы. Действительно, при работе электродвигателей выделяется тепло, величина которого рассчитывается по хорошо известному закону:

$$W = R I^2 t$$

то есть пропорционально квадрату силы тока, потребляемого двигателем.

Но в момент запуска сила тока может примерно в 8 раз превышать номинальное значение.

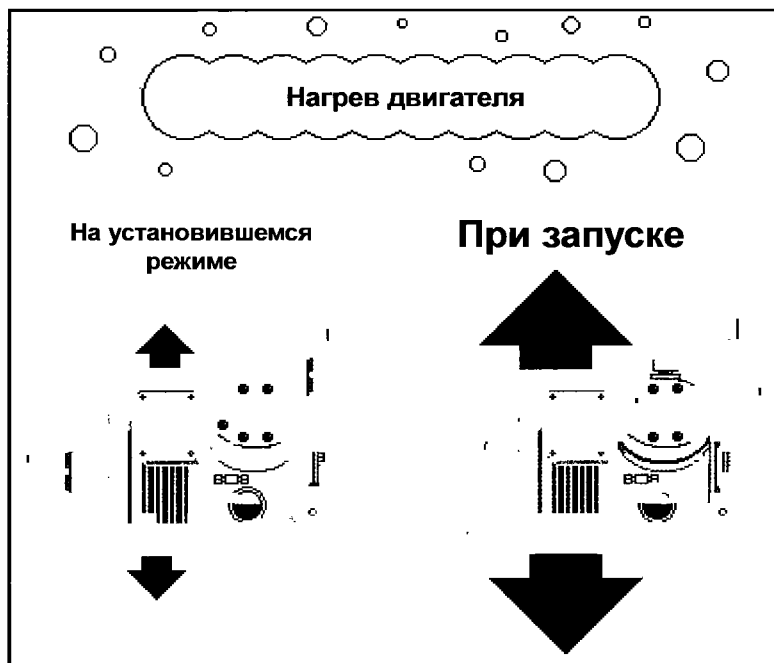


Рис. 30.3.

Это означает, что в период запуска двигатель компрессора может нагреваться в $8 \times 8 = 64$ раза сильнее, чем при работе на номинальном режиме (см. рис. 30.3).

При запуске “холодного” двигателя этот значительный нагрев не создает заметных проблем, так как тепло поглощается металлом двигателя. Однако при большой частоте циклов “пуск/останов” двигатель не успевает охлаждаться за короткое время между двумя пусками и запускается уже будучи: “*перегретым*”, в результате чего обмотка испытывает нежелательный перегрев.

Когда этот перегрев становится угрожающим, *остается только надеяться* на то, что встроенная защита компрессора сможет вовремя среагировать и отключить мотор *до того, как станет слишком поздно*.

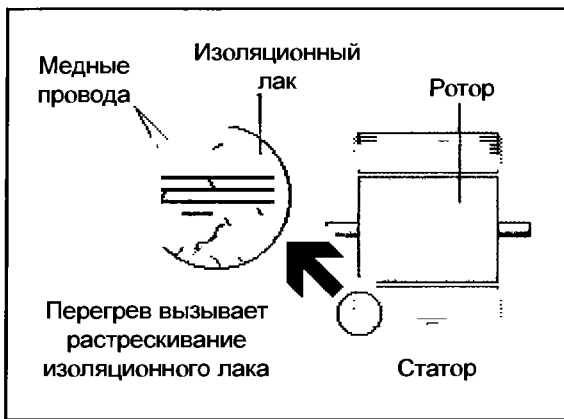


Рис. 30.4.

Итак, когда компрессор со встроенным двигателем работает с большой частотой циклов “пуск-останов”, повышенные значения пусковых токов, потребляемых мотором, приводят к заметному перегреву обмоток.

С течением времени этот постоянный перегрев приводит к возникновению трещин в изоляционном лаке, покрывающем медные провода, из которых выполнена обмотка статора двигателя (см. рис. 30.4).

Появление таких трещин может спровоцировать короткое замыкание между двумя соседними витками обмотки статора и перегорание электромотора со всеми вытекающими из этого неприятностями.

вание электромотора со всеми вытекающими из этого неприятностями.

В) Как избежать слишком частых запусков!



Заметим, что большинство встроенных электродвигателей компрессоров сгорают в момент запуска, когда пусковой ток наиболее значителен.

Один из наиболее часто применяемых способов заключается в использовании вместо одного нескольких компрессоров, с суммарной мощностью, отвечающей максимальной потребности в холоде.

В качестве примера рассмотрим описанную выше установку (потребность в холоде равна 10 кВт), в которой вместо одного компрессора производительностью 10 кВт установлены два компрессора мощностью по 5 кВт каждый (см. рис. 30.5).

Когда потребность в холоде ниже 5 кВт, будет работать только компрессор № 1. Компрессор № 2 остается выключенным и будет задействован, только если потребность в холоде превысит 5 кВт.

Следовательно, при потребности в холоде 2,5 кВт компрессор № 1 будет работать 30 минут в час, а компрессор № 2 будет стоять (в тех же условиях компрессор с единичной мощностью 10 кВт будет работать только 15 минут в час).

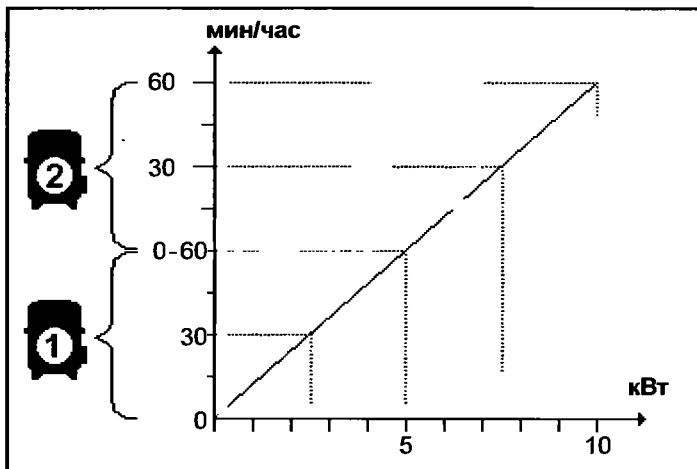


Рис. 30.5.

При потребности в холоде 5 кВт компрессор № 1 будет работать 60 минут в час (при стоящем втором компрессоре), что заметно понижает частоту циклов “пуск-останов”.

Предположив, что потребность в холоде составляет 2,5 кВт, а установка оборудована 4-мя компрессорами с мощностью 2,5 кВт каждый, получим, что работать будет только один компрессор, причем продолжительность работы составит 60 минут в час, в то время как три остальных будут стоять. Таким образом циклы “пуск-останов” будут совершенно исключены, однако, если потребность в холоде понизится до 0,5 кВт, например, проблема возникнет вновь, так как при трех стоящих компрессорах четвертый будет работать 12 минут в час (что тем не менее лучше, если бы мы имели компрессор с единичной мощностью 10 кВт, который в этом случае работал бы 3 минуты в час).

Итак, мы видим, что при одной и той же максимальной потребной холодопроизводительности, чем большее число компрессоров ее обеспечивает (или чем больше число ступеней холодопроизводительности), тем сильнее понижается частота циклов “пуск-останов”.

30.1 УПРАЖНЕНИЕ 1

Чтобы обеспечить равномерность работы компрессоров, система автоматики часто оборудуется ручным или автоматическим переключателем, обеспечивающим переход с одного компрессора на другой

Предложите принципиальную электрическую схему, позволяющую вручную переходить с одного компрессора на другой для системы из двух компрессоров с двухступенчатым задающим термостатом (используйте биполярный переключатель с двумя перебрасывающимися контактами).

Решение упражнения 1

Такая схема представлена на рис. 30.6.

В верхней части схемы находятся соединенные последовательно общие для компрессоров С1 и С2 устройства автоматики и предохранители (контакты 1-2).

Когда переключатель находится в положении С1 первая ступень термостата (контакты 2-3) подключает компрессор С1 через контакты (3-6) переключателя. Если в охлаждаемом объеме температура растет, вторая ступень термостата (контакты 2-4) замыкается и через контакты (4-5) переключателя подключает компрессор С2.

Когда переключатель находится в положении С2 первая ступень термостата через контакты (3-5) подключает компрессор С2, а вторая ступень подключает компрессор С1 через контакты (4-6) переключателя.

Таким образом, первая ступень термостата всегда работает только на основной компрессор (которым может быть как С1, так и С2) и вручную или по сигналу от приборов защиты останавливается только тот компрессор, на который подается соответствующая команда.

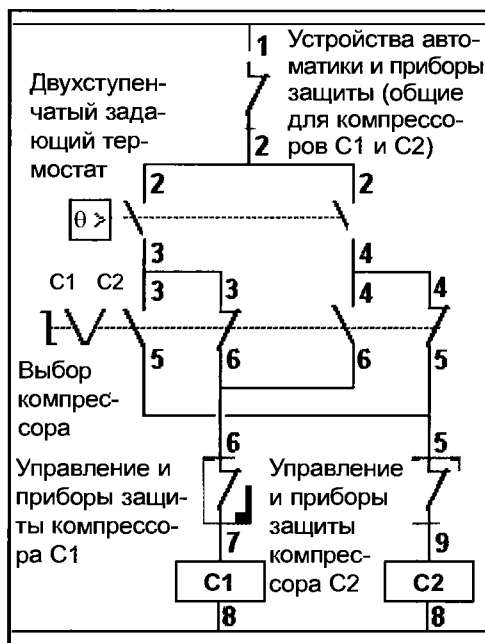


Рис. 30.6.

Мы смогли убедиться, что дробление холодопроизводительности повышает длительность работы компрессора в цикле, что значительно снижает число запусков в час и позволяет повысить надежность и продлить срок службы компрессоров.

Вместе с тем, чтобы еще больше *ограничить* число запусков в единицу времени, часто используют *устройство для предотвращения высокой частоты циклов "пуск-останов"*, в качестве которого применяют реле времени или часовой механизм.

Эти механизмы предназначены для установления *минимальной паузы* между двумя последующими запусками, чтобы ограничить число циклов "пуск-останов" для работающих компрессоров (главным образом со встроенными электромоторами).

После остановки компрессора, оборудованного таким устройством, его включение невозможно до тех пор, пока не пройдет определенный промежуток времени (например, 6 минут, если мы хотим, чтобы в час было не более 10 запусков), достаточный для охлаждения встроенного мотора.

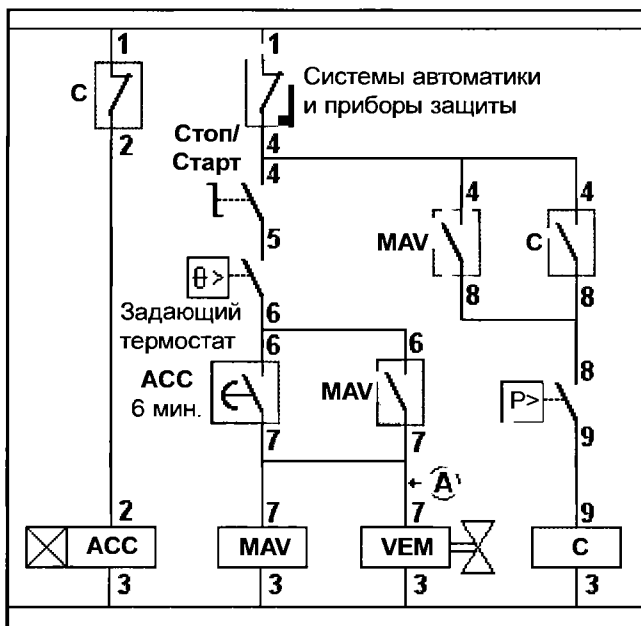


Рис. 30.7.

На рис. 30.7 показано применение такого устройства, в качестве которого используется реле времени, в схеме управления работой компрессора, останавливаемого с выполнением одномоментного вакуумирования.

Когда замыкаются контакты (5-6) задающего термостата, клапан VEM и реле вакуумирования MAV (7-3) будут запитаны только в том случае, если замкнут контакт (6-7) реле времени ACC, то есть только если реле времени ACC (2-3) находится под напряжением более 6 минут.

Так как реле ACC управляется через контакты контактора компрессора С (1-2), это означает, что после остановки компрессора по любой причине запуск не произойдет до тех пор, пока не пройдет 6 минут после остановки.

Таким образом, остановка компрессора системой автоматики или приборами защиты (1-4), или ручным выключателем "пуск-останов" (4-5), или задающим термостатом (5-6), или задающим/предохранительным реле НД (8-9) каждый раз приводит к задействованию реле времени ACC, что гарантирует не более 10 запусков компрессора в час (при временной задержке 6 минут).

По поводу схемы на рис. 30.7 заметим также, что как только компрессор запускается, контакт С (1-2) размыкается, снимая питание с реле АСС (2-3), что приводит к немедленному размыканию контакта АСС (6-7).

Следовательно, контакт MAV (6-7) необходим для самозапитывания реле MAV и клапана VEM после размыкания контакта АСС (6-7), в противном случае компрессор начинает вакуумирование сразу же после своего запуска, затем через 6 минут запускается опять и снова начинает вакуумирование (и так далее).

Однако в схеме на рис. 30.7 присутствует небольшая ошибка (перед тем, как продолжить чтение, попытайтесь найти ее, имея ввиду, что она находится в месте, обозначенном литерой А)...

...По истечении 6 минут после остановки компрессора контакт АСС (6-7) замыкается, но компрессор сможет запуститься только тогда, когда замкнут контакт задающего термостата (5-6), что в общем-то правильно. Однако представим себе, что в обмотке реле MAV возникла неисправность (оборван провод или отсутствует контакт).

Как вы думаете, что произойдет в этом случае при замыкании контактов задающего термостата?..

...Когда контакт (5-6) термостата замкнется, реле MAV не будет запитано, а клапан VEM останется под напряжением, пропуская жидкость в испаритель в то время, как компрессор С не сможет запуститься!

Чтобы избежать такой опасности, рекомендуется (для полной гарантии) установить нормально разомкнутый контакт реле MAV в цепи клапана VEM (поз. А).

30.2. УПРАЖНЕНИЕ 2

Представьте, что вы осуществляете первый запуск холодильной установки, в которой предусмотрена остановка компрессора с минимальной защитой, а сама установка подключена по схеме, представленной на рис. 30.8.

Проанализируйте работу этой схемы. Что вы о ней думаете?

Какие изменения нужно внести в схему для ее нормальной работы с соблюдением принципов ограничения частоты циклов “пуск-останов”, которые мы только что рассмотрели?

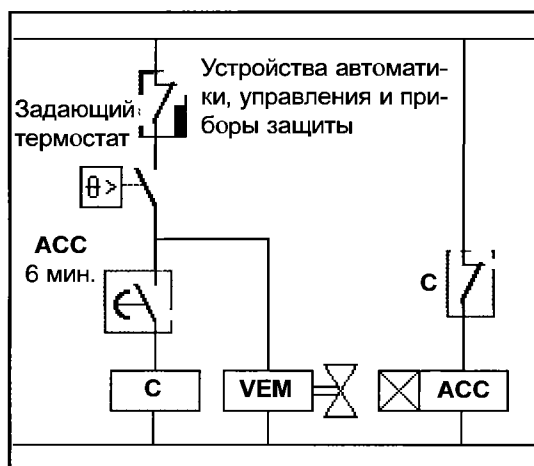


Рис. 30.8.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

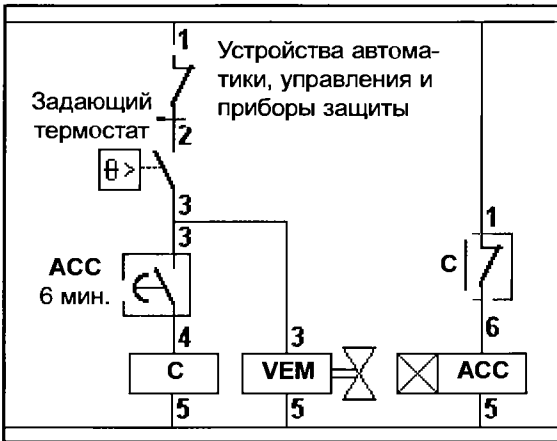


Рис. 30.9.

Принимаем, что компрессор стоит больше 6 минут, то есть контакт АСС (3-4) замкнут.

Когда контакты (2-3) задающего термостата замкнутся, компрессор С запускается, размыкая контакты С (1-6) и тем самым снимая питание с реле АСС (6-5).

Поскольку реле АСС больше не запитано, его контакт АСС (3-4) сразу же размыкается, что приводит к *немедленной* остановке компрессора, который, следовательно, получает очень короткий электрический импульс. Заметим, что клапан VEM все время остается под напряжением.

Спустя 6 минут контакты АСС (3-4) замыкаются и компрессор С *вновь* получает короткий электрический импульс на запуск и *немедленно* останавливается (и так далее...). То есть компрессор не может запуститься никогда!

Чтобы исключить этот режим, необходимо параллельно с контактом реле времени АСС ввести в схему самоудерживающийся контакт С (3-4), как показано на рис. 30.10.

Более того, при неисправностях (обрыв обмотки...) в обмотке С (4-5) клапан VEM остается постоянно под напряжением (контакты АСС (3-4) остаются замкнутыми), тогда как компрессор не может запуститься. Контакты С (4-6) позволяют исключить такое явление.

Наконец представим, что компрессор был остановлен более 6 минут.

В этот момент, если задающий термостат (или прибор защиты...) замыкает свой контакт, *необходимо обеспечить немедленный запуск компрессора*, потому что имеется потребность в холоде и длительность предшествующей остановки достаточно велика.

Для этого нужно клемму 1 контакта С (1-7) подключить к сети до задающего термостата (2-3) и цепи "устройства автоматики, управления и приборы защиты" (1-2) и *ни в коем случае не после них*, иначе нужно будет ждать еще 6 минут дополнительно перед каждым запуском.

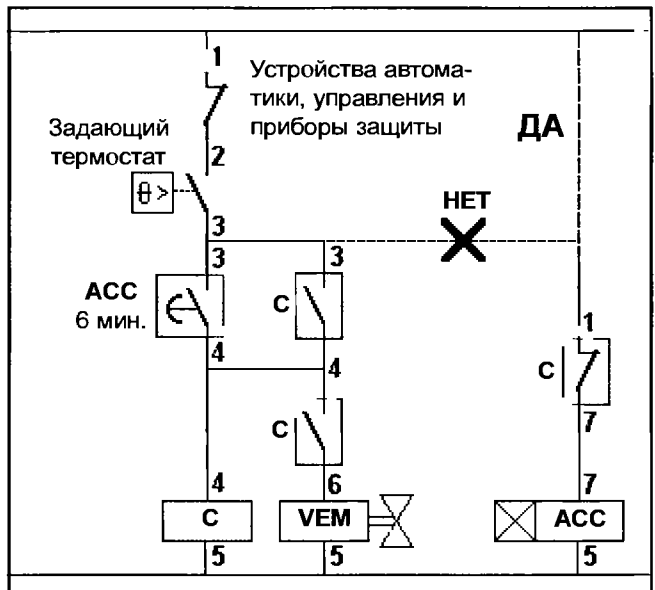


Рис. 30.10.

. Р НИЕ

Электрические устройства, предотвращающие повышение частоты циклов “пуск-останов”, которые мы только что рассмотрели, хотя и увеличивают срок службы компрессоров, тем не менее, не исключают другой проблемы, особенно критичной для воздушных кондиционеров, а именно изменений поддерживаемой температуры и, особенно, температуры воздушной струи на выходе из испарителя в компрессорах, склонных к пульсирующему режиму работы под действием органов регулирования.

Рассмотрим, например, одиночный компрессор, управляемый задающим термостатом, который включает компрессор при температуре в охлаждаемом объеме 22°C и выключает при температуре 21°C .

Когда температура в охлаждаемом объеме достигает 22°C (см. точку 1 на рис. 30.11), контакт термостата замыкается и компрессор запускается (точка 2).

Испаритель очень быстро начинает охлаждать проходящий через него воздух и температура воздушной струи, которая была равна примерно 22°C (точка 3), очень быстро упадет.

Поскольку компрессор переразмерен по отношению к потребностям в холоде в данный момент, температура в охлаждаемом объеме также очень быстро упадет и при 21°C (точка 4) термостат остановит компрессор (точка 5).

Так как испаритель больше не охлаждает, температура воздушной струи на выходе из него, которая была равна 16°C (точка 6), вновь быстро поднимется (и так далее...).

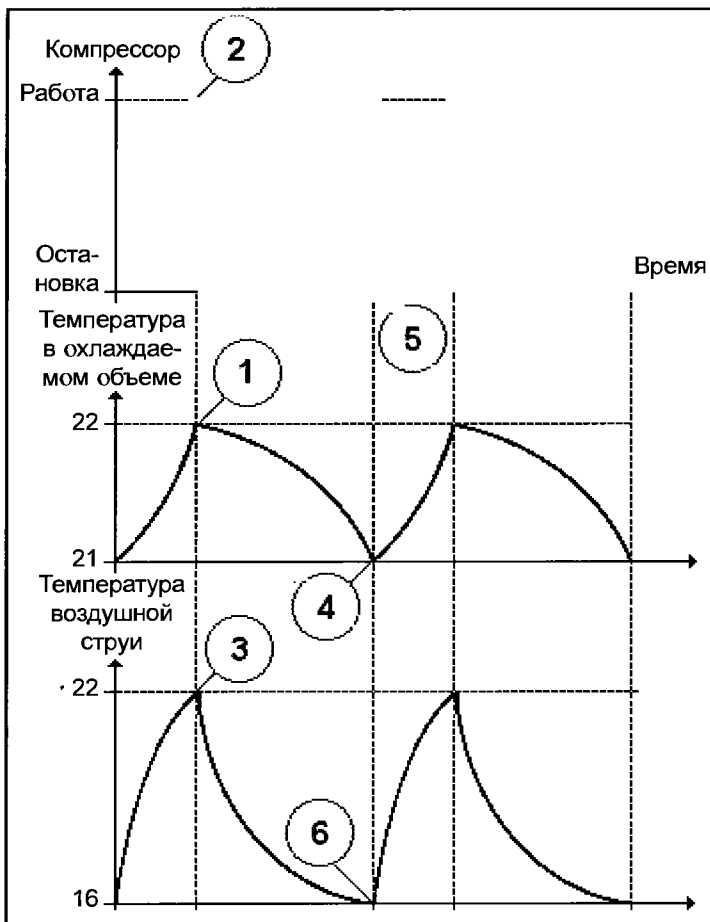


Рис. 30.11.



Следовательно, температура воздушной струи будет постоянно меняться от 22°C до 16°C , а потом от 16°C до 22°C (причем это будет происходить тем быстрее, чем больше переразмеренность компрессора), вызывая значительные ощущения дискомфорта у людей, присутствующих в кондиционируемом помещении, и многочисленные жалобы.

Чтобы решить эту проблему, следует добиться соответствия между мощностью компрессора и потребностями в холоде в данный момент.

Таким образом, постоянно работающий компрессор (или, по крайней мере, работающий гораздо большее время) с переменной холодопроизводительностью не будет подвержен частым включениям и выключениям и избавит от больших и быстрых перепадов температуры воздушной струи на выходе из испарителя.

Ниже эта проблема будет рассмотрена более детально...

31. РЕГУЛЯТОР ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

31.1. СПОСОБ ПРИМЕНЕНИЯ

Если компрессор имеет явно повышенную холодопроизводительность по отношению к потребителям холода в данный момент, мы только что убедились, что в этом случае температура в охлаждаемом объеме быстро падает и переразмеренность компрессора приводит к его частым запускам и остановкам. Вдобавок к преждевременному механическому износу компрессора, частые пуски и остановки, обусловленные работой регулятора температуры, вызывают очень быстрые изменения температуры воздушной струи на выходе из испарителя, что является недопустимым, особенно в кондиционируемых помещениях, так как порождает многочисленные жалобы со стороны находящихся там людей.

Решение проблемы состоит в исключении частого повторения циклов “пуск-останов” за счет максимально возможного дробления полной холодопроизводительности. Так, вместо того, чтобы иметь один компрессор с мощностью 10 кВт, предпочтительнее установить 2 компрессора по 5 кВт каждый. Еще лучше будет иметь 10 компрессоров по 1 кВт каждый (см. рис. 31.1) или даже 20 компрессоров по 0,5 кВт каждый.

Конечно, по соображениям трудностей реализации и чрезвычайно высокой стоимости, слишком мелкое дробление мощностей нельзя считать целесообразным.



Рис. 31.1.

Следовательно, решение будет заключаться в определении максимально допустимого числа компрессоров и их оборудовании системой автоматического регулирования мощности, что позволит, снижая холодопроизводительность по мере падения потребностей в холоде, увеличить время работы компрессоров и уменьшить частоту циклов “пуск-останов”.

Существует много систем регулирования холодопроизводительности, но мы будем наиболее подробно изучать регулятор производительности, представляющий собой автоматический клапан, широко используемый в установках малой и средней мощности. Работа такого регулятора основана на том, чтобы поддерживать почти постоянный перепад температур на испарителе, то есть увеличивать давление кипения, когда температура воздуха на входе в испаритель уменьшается (см. также раздел 3.1. “Испаритель с прямым циклом расширения. Нормальная работа”).

На вход регулятора подается высокое давление (ВД) из магистрали нагнетания, выход соединяется со всасывающей магистралью низкого давления (НД). Конструкция полости такова, что площади поверхностей сильфона и седла клапана одинаковы. Поэтому ВД действует с одинаковой силой как на сильфон (вверх), так и на клапан (вниз), в результате чего положение штока клапана не меняется при любой величине ВД (см. рис. 31.2).

Следовательно, остаются только две противодействующие силы: сила пружины, открывающая клапан, и сила НД, закрывающая его. Если НД начинает падать, это указывает, что температура понижается и, следовательно, компрессор становится переразмеренным. В этот момент сила пружины начинает преобладать над силой НД и регулятор производительности открывается, осуществляя постоянный перепуск хладагента из высоконапорной части контура в низконапорную, что снижает расход хладагента через испаритель.

Снижение расхода хладагента уменьшает холодопроизводительность и одновременно замедляет падение окружающей температуры, что нам и требовалось осуществить.

Подключение регулятора производительности можно выполнить двумя различными способами. Рассмотрим преимущества и недостатки каждого из этих способов.

А) Регулятор производительности с перепуском во всасывающую магистраль

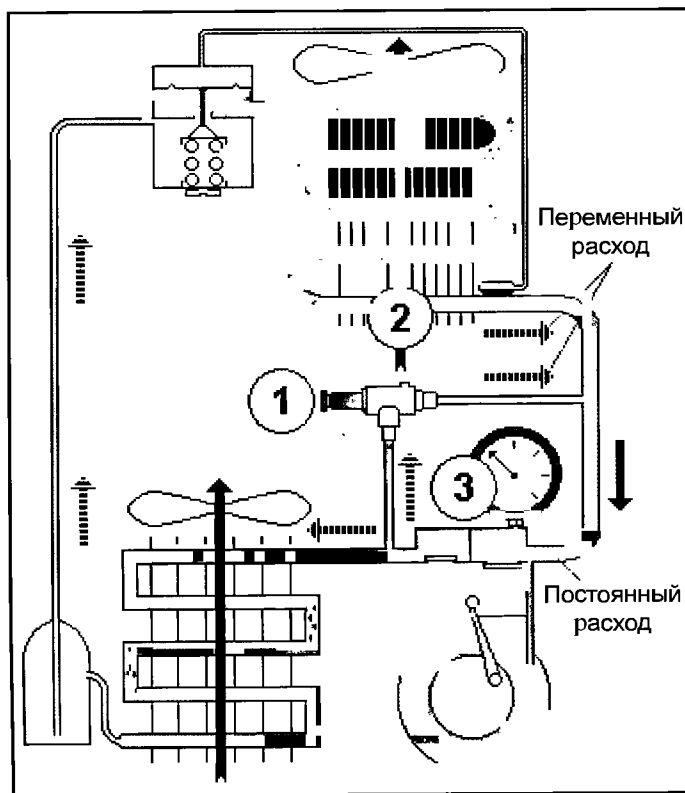


Рис. 31.3.

конденсатор, жидкостную магистраль и испаритель *меняется* в зависимости от того, насколько открыт регулятор.

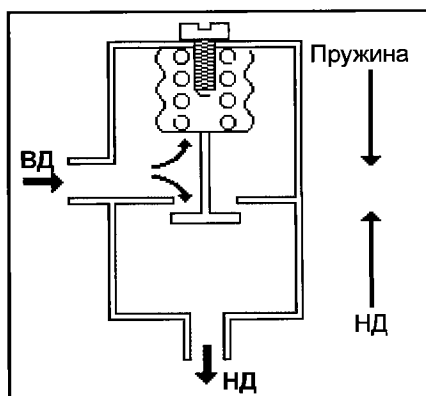


Рис. 31.2.

При таком способе регулятор производительности (*поз. 1* на рис. 31.3) устанавливается непосредственно между патрубками нагнетания и всасывания компрессора. Когда температура воздуха на входе в испаритель высокая (*поз. 2*), давление кипения (*поз. 3*) также достаточно высокое, чтобы удерживать регулятор в закрытом положении: компрессор работает на полную мощность.

При уменьшении температуры воздуха на входе в испаритель давление кипения начинает падать. Отслеживая это падение, регулятор постепенно открывается, перепуская перегретые пары из патрубка нагнетания во всасывающий патрубок, что сразу же ограничивает падение давления кипения.

Заметим, что расход хладагента через компрессор остается практически *неизменным*, каким бы ни было положение клапана регулятора, а расход через конденсатор

Когда регулятор открыт, перепуск горячего газа во всасывающий патрубок приводит к снижению холодопроизводительности испарителя благодаря двум основным факторам:

Во-первых, *расход хладагента через испаритель падает* (часть хладагента перепускается минуя испаритель во всасывающий патрубок), тем самым снижая холодопроизводительность. Во-вторых, при повышении температуры кипения *уменьшается температурный перепад между хладагентом и поступающим на вход в испаритель воздухом*, что также снижает холодопроизводительность, поскольку ухудшается интенсивность теплообмена (в пределе, если хладагент имеет ту же температуру, что и воздух, теплообмен отсутствует и холодопроизводительность становится нулевой, см. рис. 31.4).

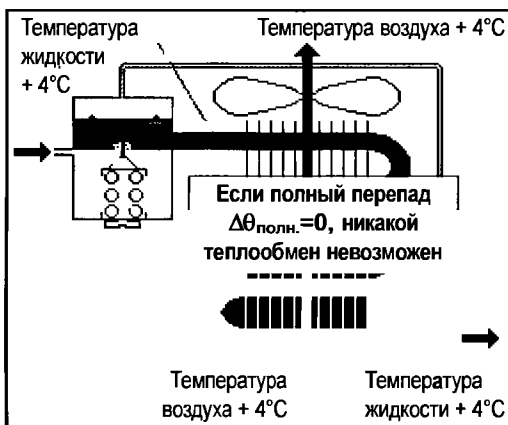


Рис. 31.4.

Когда уменьшаются потребности в холоде, регулятор производительности пропорционально снижает холодопроизводительность испарителя, *время, необходимое для достижения температуры отключения компрессора, увеличивается и компрессор будет работать дольше, что уменьшает возможность возникновения пульсирующего режима работы компрессора под действием задающего термостата.*

Б) Проблемы, связанные с перепуском горячего газа во всасывающую магистраль

Монтаж регулятора производительности с перепуском горячего газа непосредственно во всасывающий патрубок имеет некоторые недостатки, хотя и представляется исключительно безупречным.

На рис. 31.5 показана ситуация, когда потребности в холоде достаточно высоки. При этом регулятор производительности закрыт и компрессор всасывает газ, приходящий из испарителя, например, при температуре 15°C и нагнетает его в конденсатор при температуре 70°C (то есть перепад температур в компрессоре, обусловленный его работой, равен 55 K).

Как только давление кипения начнет падать, регулятор станет открываться и перепускать во всасывающий патрубок пары хладагента, перегретые до 70°C, что приведет к подъему температуры в точке 1 (например, до 25°C). Но так как работа сжатия не меняется (поскольку расход хладагента через компрессор остается постоянным), температурный перепад на компрессоре также не меняется и температура нагнетания достигнет $25 + 55 = 80^\circ\text{C}$.

Поскольку температура нагнетания повышается, пары, впрыскиваемые во всасывающий патрубок, *становятся еще горячее, что вновь поднимает температуру в точке 1* (и так далее...).

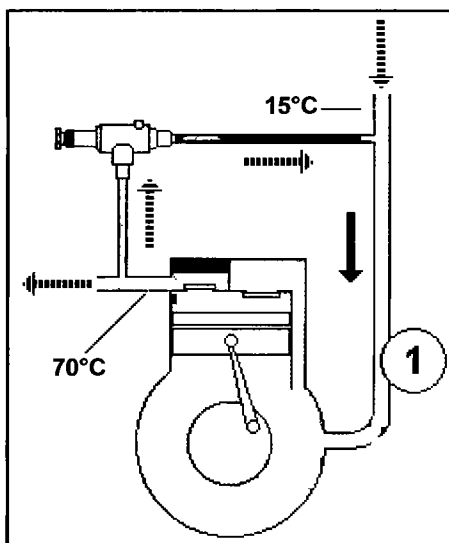


Рис. 31.5.

Следовательно, температура всасываемых паров будет повышаться очень быстро и ее значение будет тем больше, чем больше будет открыт регулятор производительности.

Таким образом, непосредственный впрыск горячих паров во всасывающую магистраль следует считать неприемлемым, особенно для компрессоров со встроенным электродвигателем, охлаждение которого производится за счет всасываемых паров. В этом случае приходится охлаждать всасываемые пары, используя для этого специальный ТРВ, называемый ТРВ впрыска (см. рис. 31.6).

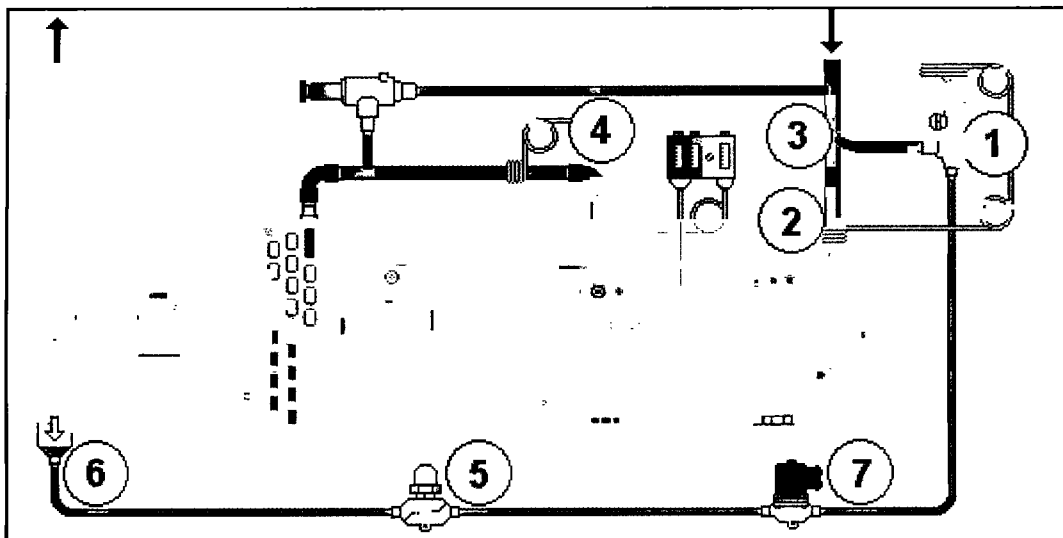


Рис. 31.6.

ТРВ впрыска (*ноз. 1*) контролирует температуру всасываемых паров с помощью своего термобаллона (*ноз. 2*) и впрыскивает прошедшую через дроссельное отверстие ТРВ жидкость против потока во всасывающую магистраль (*ноз. 3*) с тем, чтобы по возможности, наиболее эффективно охладить газ, всасываемый компрессором.

Таким образом, когда давление кипения уменьшается, что приводит к открытию регулятора производительности, термобаллон ТРВ впрыска реагирует на повышение температуры и тотчас же открывается ТРВ впрыска, чтобы с помощью переохлажденного хладагента поддерживать температуру всасываемых паров в разумных пределах, позволяющих обеспечить нормальное охлаждение двигателя компрессора.

Заметим, что в зависимости от модификаций термобаллон ТРВ впрыска может устанавливаться как на всасывающей магистрали (*ноз. 2*), так и на магистрали нагнетания (*ноз. 4*). Ручной вентиль (*ноз. 5*) позволяет регулировать максимальный расход жидкого хладагента, впрыскиваемого во всасывающий патрубок, таким образом, чтобы исключить любую возможность гидроударов в компрессоре, даже если ТРВ впрыска открыт полностью. Фильтр (*ноз. 6*) часто устанавливается на жидкостной линии, чтобы защитить магистраль от возможных загрязнений, а электроклапан (*ноз. 7*) позволяет избежать вредных последствий впрыска жидкости во всасывающую магистраль при остановках компрессора.

В) Регулятор производительности с перепуском на вход в испаритель

При таком способе регулятор производительности соединяется не со всасывающим патрубком компрессора, а с выходом ТРВ (см. рис. 31.7). Принцип работы при таком способе подключения регулятора абсолютно идентичен описанному выше, однако перепуск горячих газов в этом случае осуществляется не во всасывающую магистраль, а на вход испарителя.

Огромное преимущество такого монтажа заключается в том, что ТРВ продолжает поддерживать расход хладагента через себя в зависимости от температуры своего термобаллона и, следовательно, *обеспечивает постоянство перегрева паров, выходящих из испарителя.*

В результате газы, выходящие из испарителя, имеют абсолютно нормальную температуру, что позволяет без проблем обеспечивать охлаждение двигателя компрессора.

При таком способе, в отличие от описанного выше перепуска газа на вход в компрессор, установка ТРВ впрыска становится совершенно излишней.

Заметим, наконец, что расход хладагента, проходящего через испаритель и компрессор остается практически постоянным независимо от положения, в котором находится клапан регулятора производительности.

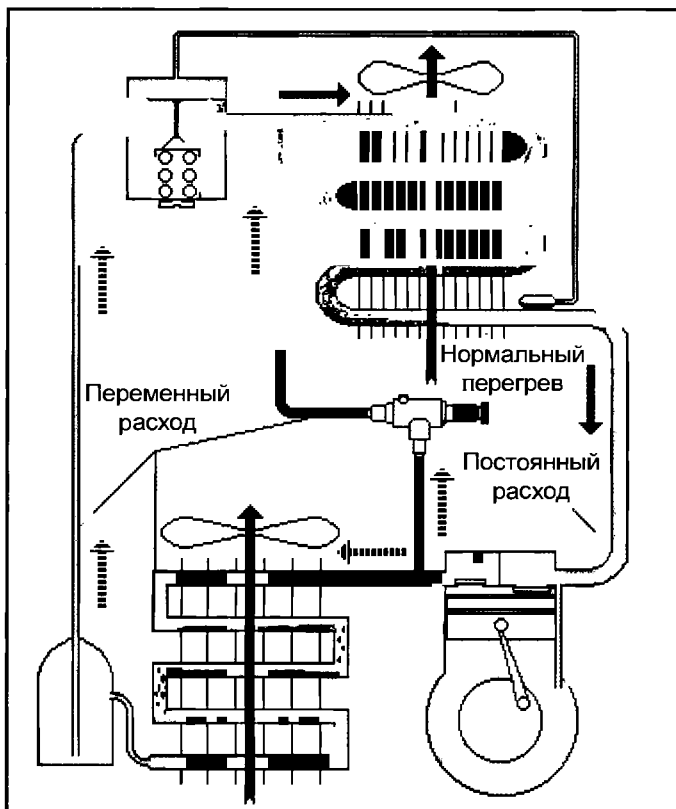


Рис. 31.7.

С другой стороны, также как и в предыдущем варианте, где впрыск производится во всасывающий патрубок компрессора, в конденсаторе и жидкостной магистрали расход переменный.

Г) Проблемы, связанные с перепуском газа на вход в испаритель

Большинство испарителей с прямым циклом расширения, мощность которых превышает несколько сотен ватт, представляют собой набор множества секций, соединенных в параллель и запитываемых при помощи специального распределительного устройства, называемого распределителем жидкости. Поэтому, при перепуске горячего газа на вход в испаритель, магистраль впрыска газа должна соединяться с магистралью подачи хладагента в испаритель только между выходом из ТРВ и входом в распределитель жидкости.

Однако в некоторых случаях такое подключение чревато возможностью срабатывания предохранительного реле НД, если расход горячего газа становится слишком большим, а подключение магистрали впрыска выполнено с помощью обычного тройника.

Такое явление возникает главным образом тогда, когда производительность регулятора превышает 40 % полной производительности.

Действительно, когда количество впрыскиваемого горячего газа становится большим, *поток этого газа в тройнике (поз. 1 на рис. 31.8) порождает турбулентность, достаточную для того, чтобы воспрепятствовать прохождению жидкости, поступающей из ТРВ.*

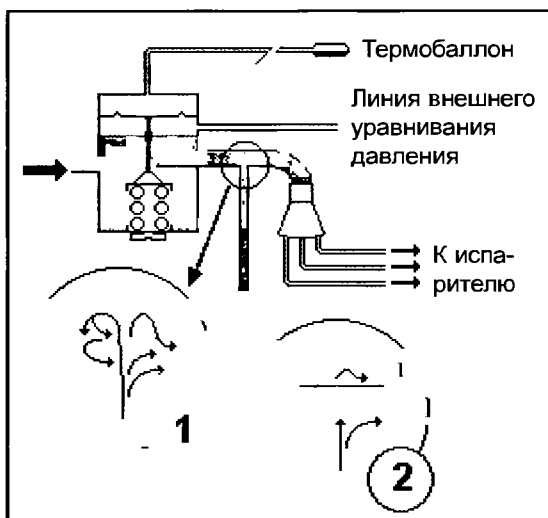


Рис. 31.8.

Если вихри горячего газа в тройнике слишком интенсивные, жидкость с огромным трудом проходит через них и ее подача в испаритель ухудшается. Поскольку компрессор при этом продолжает всасывать с прежней силой, в испарителе с плохой подпиткой начинает падать давление кипения.

Падение давления кипения приводит к увеличению расхода перепускаемого газа, что еще больше усиливает вихреобразование и еще сильнее препятствует прохождению жидкости в испаритель (и так далее, пока не сработает предохранительное реле НД...).

Во избежание такого явления рекомендуется использовать специальный тройник, называемый газожидкостным смесителем (см. поз. 2 на рис. 31.8), который обеспечивает получение равномерной смеси газа и жидкости на входе в распределитель жидкости.

Заметим также, что диаметр трубок, выходящих из распределителя жидкости, выбирался исходя из того, что каждая трубка должна пропускать определенный расход жидкости. Однако мы знаем, что при равной массе пары занимают гораздо больший объем, чем жидкость (см. раздел 1. "Влияние температуры и давления на состояние хладагентов").

Таким образом, если расход горячего газа становится слишком большим, диаметр трубок питания может оказаться недостаточным для пропуска такого количества газа, перемешанного с жидкостью, и в этих трубках резко возрастут потери давления. В таком случае может возникнуть необходимость замены распределителя жидкости (*всякий, кто имеет уже установленный и запаянный распределитель жидкости, поймет что, проще ограничить расход газа и не трогать распределитель жидкости*).

Наконец, обратим ваше внимание на то, что при таком способе перепуска предпочтительнее использовать распределители жидкости на основе трубок Вентури, которые обладают меньшими потерями давления, чем распределители жидкости диафрагменного типа, потери давления в которых гораздо более значительны.

31.2. УПРАЖНЕНИЕ

Априори представляется более заманчивым перепускную магистраль регулятора производительности подсоединять между ТРВ и питателем, нежели к магистрали всасывания компрессора, поскольку это позволяет избежать использования (довольно сложного) ТРВ впрыска. Однако встречаются установки, с полным основанием *оборудованные регуляторами* с перепуском во всасывающую магистраль.

Итак, в каких случаях впрыск после ТРВ невозможен?

Решение

Ответ очень простой: впрыск после ТРВ невозможен, если установка состоит из нескольких испарителей, то есть если один компрессор обслуживает *несколько испарителей*.

Рассмотрим простой пример установки, оснащенной одним компрессором и несколькими испарителями, работающими при одной и той же температуре, но находящимися в разных помещениях (см. рис. 31.9).

Если температура в помещении, охлаждаемом испарителем **EV.1**, становится приемлемой, регулятор отключает его при помощи электроклапана **V1** в то время как другие испарители продолжают работать. Испаритель **EV.1** больше не производит паров, а компрессор продолжает работать и давление кипения начинает падать.

Куда в этот момент следует производить впрыск горячих газов? В **EV.2**? В **EV.3**?.. (причем делать это надо автоматически, а сети могут быть и гораздо более сложными).

Наиболее простым и экономичным решением в данном случае является впрыск во всасывающий патрубок компрессора, что требует обязательного использования ТРВ впрыска.

Заметим также, что применение впрыска во всасывающую магистраль компрессора может иногда оказаться целесообразным, если испаритель находится слишком далеко от компрессора и требуется сократить длину перепускной магистрали.

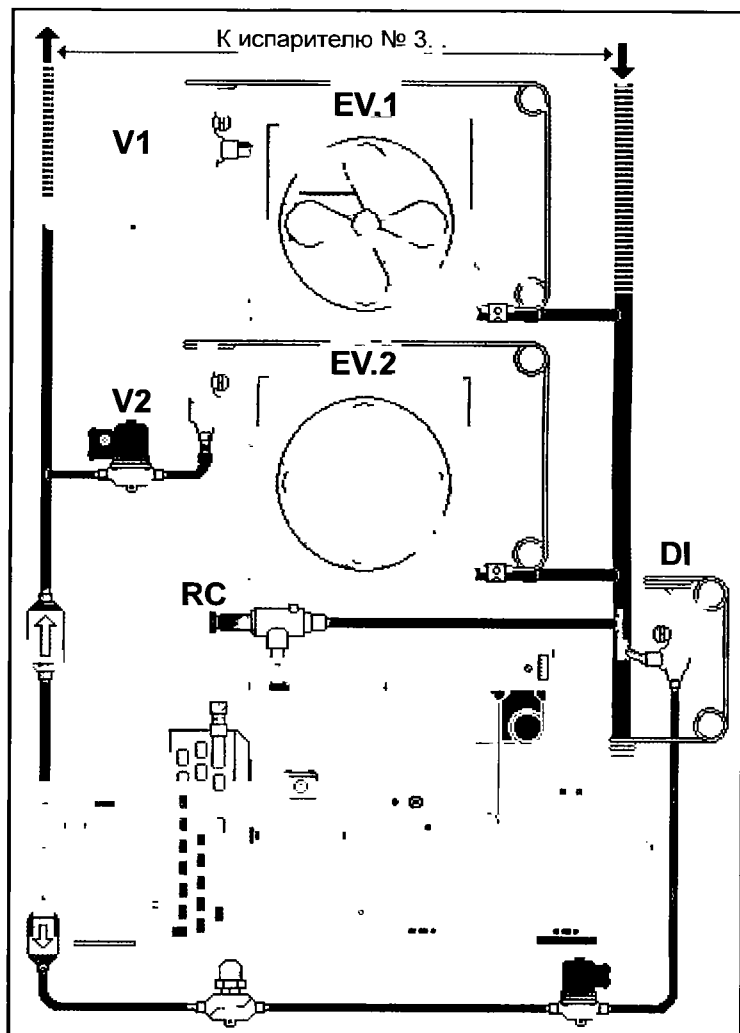


Рис. 31.9.

Д) Общие проблемы, возникающие при использовании регуляторов производительности

При изменении расхода (а следовательно, и скорости) хладагента всегда возникают проблемы с обеспечением нормальной циркуляции масла в холодильном контуре и его возвратом в компрессор (см. раздел 37. "Проблемы возврата масла").

Однако, если регулятор производительности перепускает горячий газ на вход в компрессор (поз. 1 на рис. 31.10), то расход хладагента через испаритель становится переменным.

Поэтому диаметр и расположение всасывающих трубопроводов должны определяться гораздо более тщательно, особенно если испаритель расположен относительно далеко от компрессора или ниже него.

С другой стороны, если перепуск осуществляется между ТРВ и испарителем (поз. 2 на рис. 31.10), расход хладагента через испаритель остается практически постоянным и опасность возникновения проблем с возвратом масла при этом снижается.

Однако, куда бы ни производился перепуск, расход хладагента (и скорость) в магистрали нагнетания, конденсаторе и жидкостной линии всегда будет переменным.

Если изменения скорости хладагента в жидкостной магистрали не создают серьезных проблем, то к значениям скорости в нагнетающей магистрали, особенно при наличии разности в уровнях, нужно относиться чрезвычайно внимательно из-за опасности столкнуться с большими неприятностями, обусловленными плохим возвратом масла.

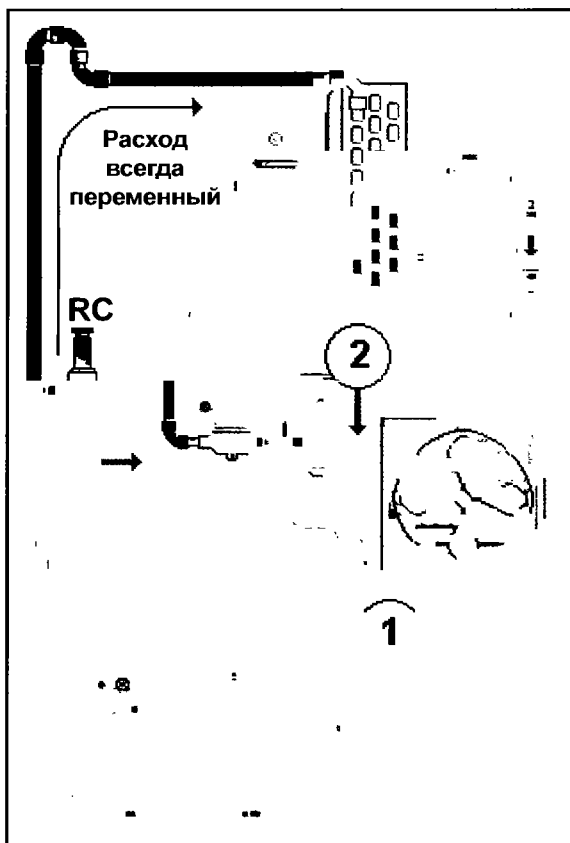


Рис. 31.10.

Заметим также, что независимо от способа перепуска переменным будет и расход хладагента через ТРВ.

Итак, если регулятор производительности полностью открыт и перепускает максимальное количество хладагента, расход последнего через ТРВ может упасть настолько, что появится опасность переразмерности ТРВ (см. раздел 8.2. "Замечания по поводу пульсаций ТРВ").

Чтобы избежать такой опасности, рекомендуется выбирать регулятор производительности исходя из условия, при котором его пропускная способность не превышала бы 40% полной производительности компрессора.

Использование регуляторов производительности для изменения холодопроизводительности связано и с другим типом проблем, возникающих в вопросах потребления электроэнергии.

Попробуйте понять, что это за проблемы, до того, как продолжите чтение.

При любом способе перепуска хладагента его расход через компрессор остается практически постоянным, также как и рабочие значения давлений всасывания и нагнетания.

Следовательно потребляемая компрессором мощность также остается постоянной (см. рис. 31.11).

Поскольку с падением холодопроизводительности потребляемая электрическая мощность не снижается, с энергетической точки зрения такой способ регулирования является совершенно неэкономичным.

Этот недостаток ограничивает использование регулятора производительности установками, мощность которых относительно небольшая. Поэтому для установок с поршневыми компрессорами повышенной мощности более распространен способ регулирования производительности, заключающийся в изменении числа работающих цилиндров и снижении за счет этого расхода хладагента, что приводит одновременно к снижению потребляемой электрической мощности.

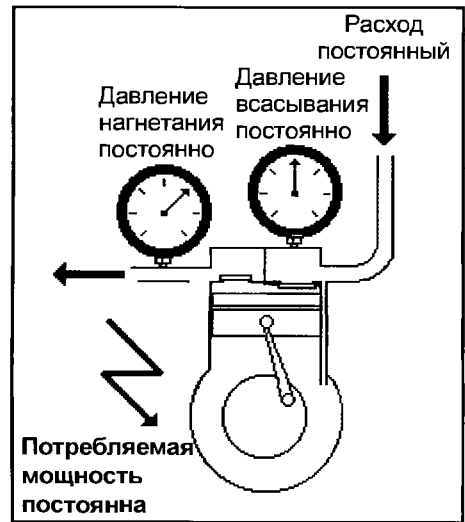


Рис. 31.11.

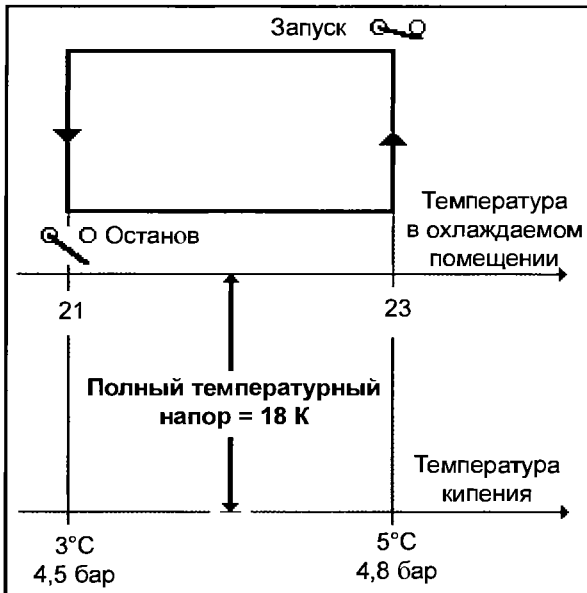


Рис. 31.12.

Е) Настройка регулятора производительности

В качестве примера рассмотрим одиночный компрессор, задающий термостат которого настроен так, что запуск компрессора происходит при 23°C, а останов – при 21°C (обычный кондиционер).

Мы знаем, что полный температурный напор $\Delta t_{полн.}$ на испарителе остается практически неизменным (см. раздел 7. "Влияние температуры охлаждаемого воздуха").

Принимая, что в нашем испарителе полный перепад температуры равен 18 К, получим в момент запуска температуру кипения $23 - 18 = 5^\circ\text{C}$ (то есть давление кипения равно 4,8 бар для R22), которая при остановке компрессора понизится до $21 - 18 = 3^\circ\text{C}$ (то есть 4,5 бар, см. рис. 31.12).

Если регулятор производительности настроен таким образом, чтобы начинать открываться при давлении кипения ниже 4,5 бар, он будет постоянно закрытым при нормальной работе и компрессор будет включаться и выключаться, постоянно сохраняя 100% полной производительности.

i При этом, из-за неправильной настройки регулятора, никаких преимуществ его использования вы не получите.

Если регулятор производительности настроен, например, на 4 бар (то есть 0°C), он будет служить только для ограничения падения температуры кипения в случае аномальных значений давления кипения (нехватка хладагента, слишком слабый ТРВ...), препятствуя обледенению испарителя.

С другой стороны, если регулятор производительности (допустим, что его мощность составляет 40% от полной мощности) настроен так, чтобы полностью открываться, когда замыкаются контакты термостата температуры в охлаждаемом помещении, компрессор будет запускаться, обеспечивая 60% полной производительности вместо предыдущих 100%.

При такой настройке, *когда потребности в холоде окажутся ниже 60%*, время, необходимое для достижения температуры отключения станет гораздо большим, чем если бы компрессор давал 100% холодопроизводительности. То есть желаемая цель будет достигнута.

С другой стороны, *когда потребности в холоде окажутся выше 60%*, холодопроизводительность компрессора при запуске будет недостаточной и температура в охлаждаемом помещении начнет расти, одновременно повышая температуру кипения и вызывая, следовательно, постепенное закрытие регулятора до тех пор, пока не наступит равновесие между потребностью в холоде и холодопроизводительностью компрессора.

В этом случае рост температуры в охлаждаемом помещении будет тем слабее, чем меньше перепад давления ΔP , установленный на регуляторе, и компрессор будет работать непрерывно в течение часа. Заметим, что перепад давления на регуляторе ΔP , называемый также *зоной линейности*, представляет собой разность между давлением, при котором регулятор *полностью открывается*, и давлением, при котором регулятор *полностью закрывается*.

Легко понять, что настройку такого типа будет очень сложно осуществить. Поэтому регуляторы производительности, управляемые непосредственно давлением кипения, на практике наиболее часто настраиваются так, чтобы служить ограничителями давления кипения или предохраняющими антиобледенителями (в кондиционерах).

Чтобы обеспечить хорошую регулировку производительности с простой настройкой, превосходным решением является использование электромагнитного клапана перепуска, который управляется не давлением кипения, а значением температуры в кондиционируемом помещении, как это показано на схеме (рис. 31.13).

В этой схеме датчик температуры *S* постоянно *измеряет температуру* в охлаждаемом помещении и выдает сигнал на электронный регулятор *R*.

Регулятор *R* управляет запуском и остановом компрессора *C* и определяет степень открытия перепускного клапана *V* *в зависимости от разницы между температурой, измеренной датчиком S, и температурой, заданной потребителем*.

Главным преимуществом этого регулирующего устройства является постоянная возможность большой гибкости регулировки, так как температура в охлаждаемом помещении и есть тот самый параметр, который *определяет* положение клапана и работу компрессора.

В качестве примера рассмотрим представленный на графике (рис. 31.14) процесс регулирования с использованием электронного регулятора, управляющего компрессором и перепускным клапаном.

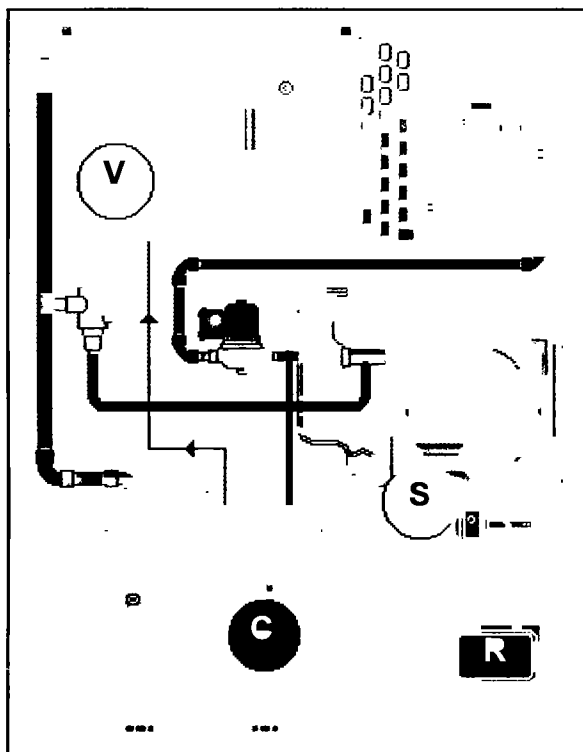


Рис. 31.13.

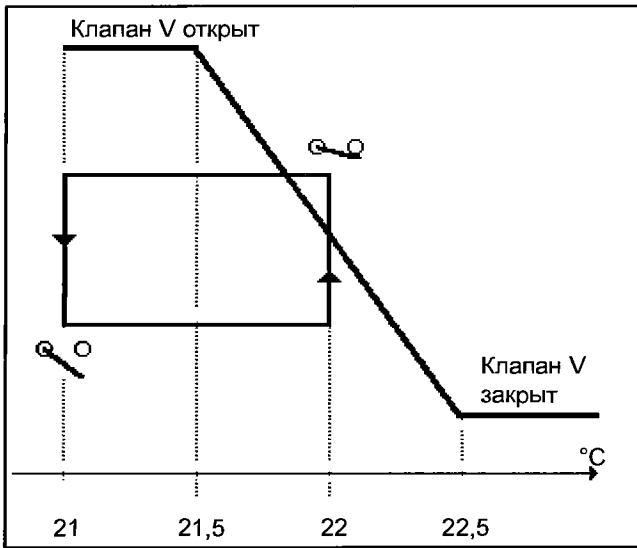


Рис. 31.14.

Когда температура в охлаждаемом помещении достигает 22°C, компрессор запускается при частично открытом перепускном клапане V (следовательно, компрессор запускается с пониженной производительностью).

В этот момент, если производительность компрессора *выше* потребностей в холоде, температура в охлаждаемом помещении начнет падать.

По мере того, как снижается температура в охлаждаемом помещении, клапан V открывается, уменьшая холодопроизводительность, что замедляет падение температуры, повышая тем самым продолжительность работы компрессора.

Для понижения температуры в охлаждаемом помещении с 21,5°C до 21°C компрессор продолжает работать с *пониженной производительностью* при полностью открытом клапане V. Когда температура достигает 21°C, компрессор останавливается.

С другой стороны, если производительность компрессора при запуске *ниже*, чем потребность в холоде, температура в охлаждаемом помещении будет продолжать расти. В этом случае клапан V закрывается, что повышает производительность компрессора до тех пор, *пока она не станет равной потребностям в холоде*. Компрессор при этом постоянно работает и в нашем примере достигает полной производительности при температуре в охлаждаемом помещении 22,5°C.

Этот способ регулирования и настройки полностью закрывает все вопросы и проблемы повышенной частоты циклов “пуск-останов”, которые рассматривались в предыдущем разделе. Правда при этом величина давления кипения не влияет на положение перепускного клапана, а антиобледенительная безопасность испарителя кондиционеров не обеспечивается (однако вряд ли это входит в задачу регуляторов производительности).

Ж) Другие проблемы, связанные с использованием регуляторов производительности

Когда остановка компрессора производится с вакуумированием (см. раздел 29. “Остановка холодильных компрессоров”), электроклапан устанавливается на жидкостной магистрали (*поз. 1 на рис. 31.15*) как можно ближе к ТРВ.

Но если для вакуумирования задающий термостат выключает этот клапан, *вполне нормальное падение давления кипения* может вызвать одновременное открытие регулятора производительности и затруднить нормальное вакуумирование.

Что Вы предложили бы, чтобы избежать этого?

Когда компрессор останавливается с вакуумированием, на перепускной магистрали обязательно должен устанавливаться еще один электроклапан (поз. 2 на рис. 31.15), который необходимо отключать одновременно с отключением клапана на жидкостной магистрали, чтобы обеспечить нормальное вакуумирование установки.

Дополнительно к этому, независимо от места подачи перепускаемого хладагента, на магистрали перепуска рекомендуется устанавливать ручной вентиль, чтобы упростить операции по обслуживанию установки (см. рис. 31.16).

Например, при проверках или ремонте, если ремонтник захочет отвакуумировать испаритель и всасывающую магистраль, закрыв вентиль на жидкостной магистрали, вакуумирование будет невозможным из-за того, что регулятор производительности *открывается*, как только упадет давление кипения.

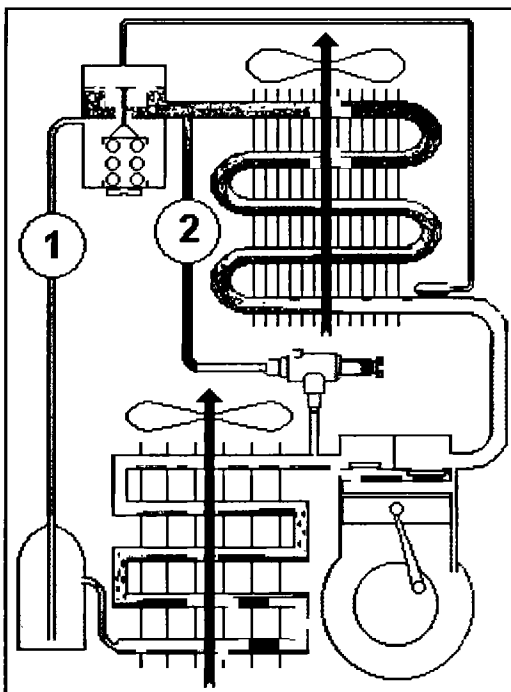


Рис. 31.15.

Благодаря ручному вентилю можно перекрыть перепускную магистраль и осуществить вакуумирование испарителя *без перенастройки регулятора производительности*.

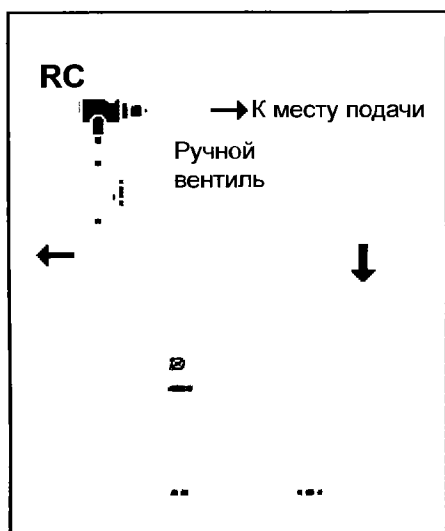


Рис. 31.16.

Если вентиль установлен *перед* регулятором (как на рис. 31.16), это дополнительно позволяет снять (в случае проблем) регулятор без потерь хладагента, находящегося в конденсаторе и ресивере. Заметим также, что частично перекрывая ручной вентиль, можно ограничить расход перепускаемого хладагента, если регулятор производительности слишком сильно переработан и случаются проблемы.

Отметим, наконец, что некоторые типы регуляторов производительности, используемые главным образом для перепуска хладагента на выход из ТРВ, оснащены трубкой отбора давления (называемой внешним уравниванием), которая предназначена для соединения со всасывающей магистралью компрессора.

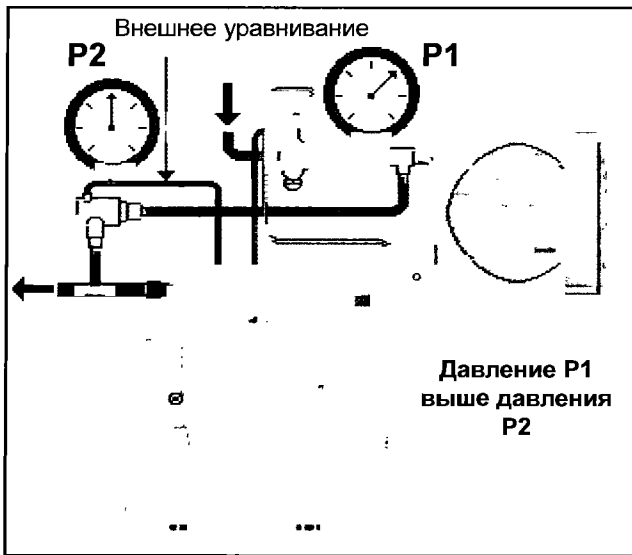


Рис. 31.17.

Действительно, вместо поддержания давления кипения, устанавливающегося между ТРВ и распределителем жидкости, внешнее уравнивание позволяет контролировать фактическое значение давления кипения на входе в компрессор, что обеспечивает учет потерь давления в питателе, испарителе и, при необходимости, в магистрали всасывания (см. рис. 31.17).

Внешнее уравнивание *всегда* должно быть подключено к всасывающей магистрали, иначе регулятор не сможет нормально работать.

Однако будьте внимательны и не путайте патрубки отбора давления внешнего уравнивания с манометрическим патрубком отбора давления, которым оборудуются некоторые типы регуляторов давления (например, регулятор давления кипения, часто используемый в торговом холодильном оборудовании, см раздел 61).

32. ПОЧЕМУ НУЖНО РЕГУЛИРОВАТЬ КОНДЕНСАТОРЫ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Ранее мы смогли увидеть, что в холодильных установках, оснащенных конденсаторами с воздушным охлаждением, полный температурный напор (то есть разность между температурой конденсации и температурой воздуха на входе в конденсатор) остается практически постоянным при изменении наружной температуры (см. раздел 2.1. "Конденсаторы с воздушным охлаждением. Нормальная работа.").

Рассмотрим в качестве примера конденсатор, выбранный изначально для работы при наружной температуре летом 30°C. С наступлением зимы такой конденсатор по мере снижения наружной температуры *становится переразмеренным* и хладагент в нем конденсируется все лучше и лучше.

Переразмеренность конденсатора тем большая, чем ниже наружная температура, что приводит к заметному падению давления конденсации.

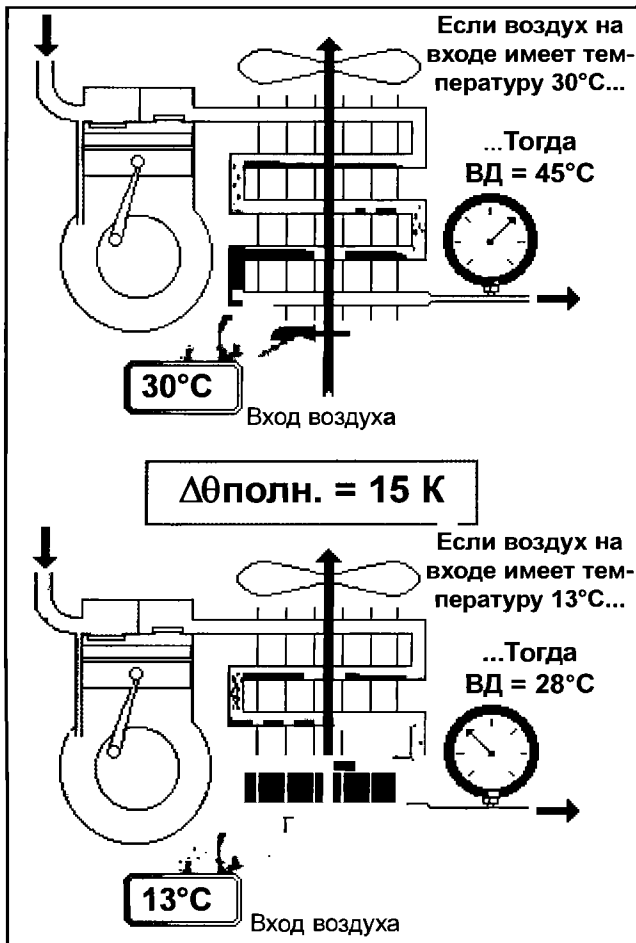


Рис. 32.1.

Если установка предназначена для работы круглый год, то при относительно низких наружных температурах (холодильные камеры, кондиционеры машинных залов ЭВМ...) ее работа сопровождается определенными проблемами.

В примере на рис. 32.1 при наружной температуре 30°C температура конденсации равна 45°C (то есть 16,3 бар для R22 и 19,5 бар для R404A).

Поскольку полный перепад температур остается практически постоянным, то при уменьшении наружной температуры, например, до 13°C, то есть на 17 K, температура конденсации понизится на те же 17 K, то есть с 45°C до 28°C, что соответствует давлению конденсации, равному 10,3 бар для R22 и 12,5 бар для R404A.

Такое падение давления конденсации при уменьшении наружной температуры является *воплне нормальным*, однако оно способно существенно повлиять на нормальную работу установки.

Перед тем, как читать дальше, немного поразмышляйте о возможных последствиях такого падения давления конденсации для работы ТРВ.

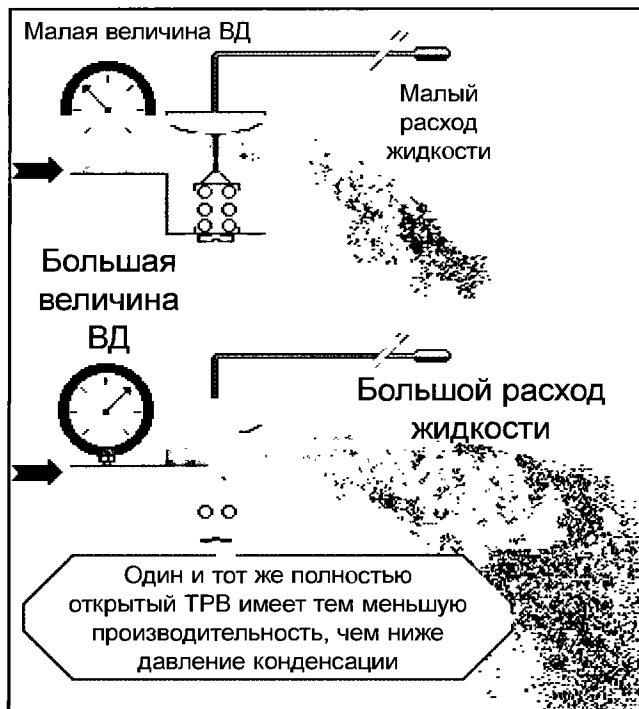


Рис. 32.2.

При падении давления подачи жидкости *один и тот же полностью открытый TRV* станет пропускать гораздо меньшее ее количество. То есть количество жидкости, поступающее в испаритель, очень сильно уменьшится (см. рис. 32.2).

Уменьшенное количество жидкости выкипает очень быстро, зона перегрева становится весьма значительной, а количество произведенных паров будет недостаточным.

Компрессор становится способным плотить гораздо больше паров, чем теперь производит испаритель и давление кипения падает пропорционально падению давления на входе в TRV.

В пределе, падение давления кипения может стать столь значительным, что приведет к отключению компрессора предохранительным реле НД. Даже если это отключение не происходит, все равно снижение холодопроизводительности приведет к подъему температуры в охлажда-

емом помещении (несмотря на низкую наружную температуру, потребность в холоде остается, поскольку ее требует термостат!).

Если установка должна производить холод даже при низких наружных температурах, она должна быть оборудована системой регулирования давления конденсации, способной сохранять достаточное давление подачи хладагента в TRV независимо от внешних условий.

Заметим, что при недостатке жидкости в испарителе, в конденсаторе образуется ее избыток. Поскольку конденсатор сильно переразмерен, в нем создается превосходное переохлаждение. Итак, давление кипения слишком низкое, переохлаждение хорошее (*Вам это ничего не напоминает?*).

Неопытный ремонтник, констатируя отсутствие температурного перепада на жидкостной магистрали, может необдуманно заключить, что TRV слишком слабый.

Внимание! Никогда не ошибайтесь. Даже если TRV подобран совершенно правильно, признаки, обусловленные падением давления конденсации, в точности соответствуют неисправности типа "слишком слабый TRV".



ПРИМЕЧАНИЕ: указанная выше проблема характерна для наиболее распространенных термомеханических TRV. Однако, с появлением электронных TRV, а также TRV, оборудованных несколькими клапанными узлами, она становится менее актуальной.

Новые типы TRV, появившиеся в последнее время, обеспечивают нормальную работу установок *даже при малых значениях ВД*, то есть при небольших отношениях давлений в компрессоре и пониженном энергопотреблении. Такие TRV особенно выгодно использовать в случае, когда компрессор должен работать круглый год, поскольку экономия электроэнергии в этом случае может превышать 40%.

33. ПРОБЛЕМА ЗАПУСКА КОМПРЕССОРОВ ПРИ НИЗКИХ НАРУЖНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Мы увидели, что в холодильных установках, оборудованных конденсаторами с воздушным охлаждением, при низких наружных температурах давление конденсации необходимо сохранить на уровне, достаточном для того, чтобы поддерживать давление на входе в ТРВ, обеспечивающее такой расход хладагента, который исключал бы нежелательное падение давления кипения.

Если установка оборудована системой регулирования давления конденсации, которая позволяет решить эту первую задачу, *то в момент запуска компрессора существует опасность столкнуться с новой проблемой. Чтобы лучше понять ее сущность, рассмотрим следующий пример (см. рис. 33.1).*

Представим себе, что при наружной температуре 6°C конденсатор холодильной установки, размещенный снаружи, не работал так долго, что температура находящегося в нем хладагента стала равна 6°C .

Соотношение между температурой и давлением для R22 показывает нам, что при 6°C давление, установившееся во всей высоконапорной части контура, будет равно 5 бар, а это значит, что в момент запуска компрессора давление на входе в ТРВ *вместо требуемых 15-16 бар будет равно 5 бар (точка 1).*

Если изначально производительность ТРВ была выбрана, например, в расчете на перепад давления на нем ΔP , равный 10,6 бар (т.е. $P_{\text{конд}} = 15,8$ бар, либо 44°C , а $P_{\text{исп}} = 5,2$ бар, либо 7°C), то для обеспечения полной производительности ТРВ и нормального питания испарителя при $P_{\text{конд}} = 5$ бар, низкое давление должно составлять $5 - 10,6 = -5,6$ бар

(такого давления достичь невозможно, потому что абсолютный вакуум соответствует избыточному давлению, равному -1 бар).

Следовательно через ТРВ будет проходить очень мало жидкости, *хотя он откроется полностью*, и последняя капля жидкости выкипит слишком рано (точка 2), обуславливая *очень высокий перегрев* и очень низкую холодопроизводительность.

Из-за того, что испаритель будет содержать *очень мало* жидкости, в нем будет образовываться *очень мало* паров, а поскольку компрессор работает вполне нормально, низкое давление стремительно упадет (даже при абсолютном вакууме производительность ТРВ останется крайне низкой), что *приведет к отключению компрессора предохранительным реле НД.*

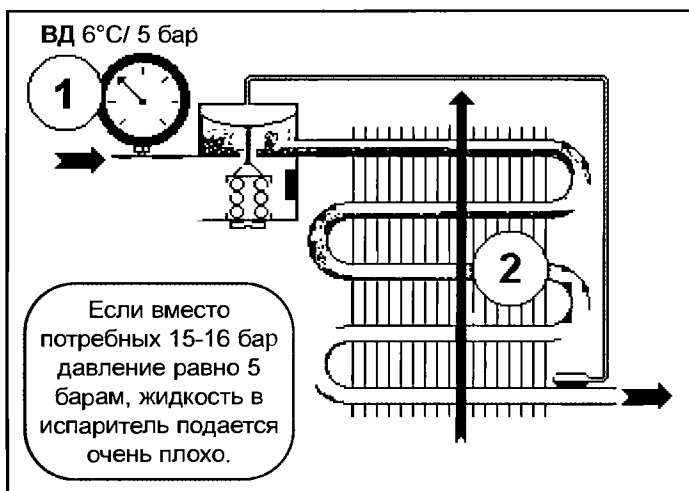


Рис. 33.1.

Чтобы обеспечить запуск без проблем, радикальное решение состоит в размещении конденсатора таким образом, чтобы сохранить давление конденсации на достаточном уровне, то есть в помещении, где температура не может опускаться слишком низко (например, в подземном гараже), однако это не всегда можно сделать.

Одним из часто используемых компромиссных решений является размещение конденсатора *снаружи*, а жидкостного ресивера *внутри* помещения.

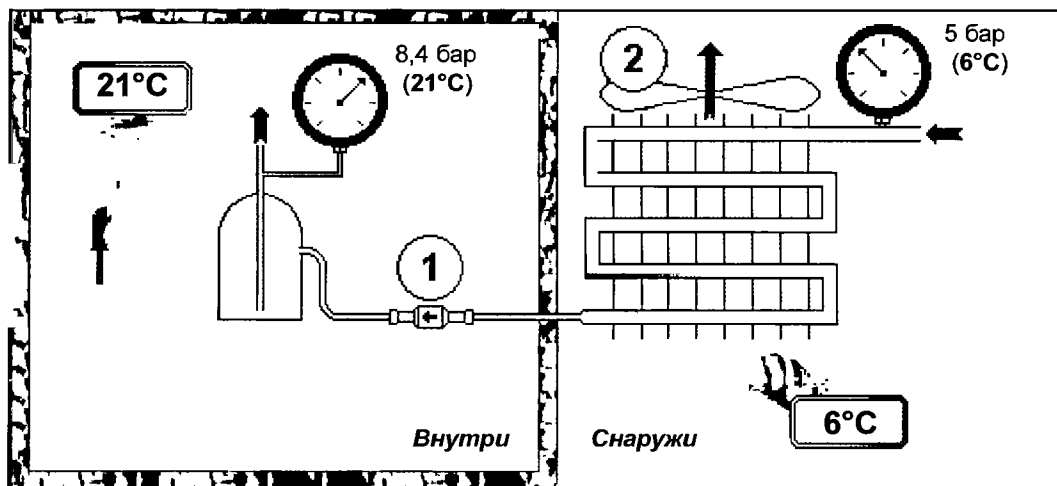


Рис. 33.2.

Например, если установка (рис. 33.2) долго не работала, а наружная температура равна 6°C, то давление жидкости в конденсаторе для R22 составит 5 бар.

Однако жидкостной ресивер находится внутри помещения, температура в котором равна 21°C, что соответствует давлению жидкости в ресивере 8,4 бар.



Внимание! С учетом того, что хладагент всегда будет конденсироваться в наиболее холодной точке, между конденсатором и ресивером необходимо установить обратный клапан (точка 1), чтобы воспрепятствовать перетеканию жидкости из ресивера в конденсатор при неработающем компрессоре, в противном случае в момент запуска ресивер окажется пустым, что приведет к срабатыванию предохранительного реле НД и отключению компрессора.

Благодаря такой схеме, в момент запуска давление на входе ТРВ всегда будет равно минимум 8,4 бар (если внутренняя температура равна 21°C), даже если наружная температура окажется крайне низкой.

Таким образом, в момент запуска ТРВ будет гораздо лучше запитан, а испаритель окажется гораздо больше наполнен. Следовательно, он будет производить больше паров и падение давления кипения будет менее значительным, что повысит холодопроизводительность в течение всего пускового периода.

Поскольку испаритель начнет поглощать больше тепла, количество тепла, поступающее в конденсатор, также возрастет.

Однако *единственным способом подъема давления с целью обеспечения соответствующей подпитки ТРВ* является как раз возможно более быстрая подача тепла в конденсатор. Но, чтобы как можно быстрее поднять температуру жидкости, находящейся в конденсаторе, необходимо, чтобы производительность конденсатора в пусковой период была как можно ниже.

Для этого в большинстве способов регулирования работы конденсатора используется такой прием, как отключение вентилятора (точка 2 на рис. 33.2) в период запуска, причем включение вентилятора должно быть невозможным до тех пор, пока давление конденсации не поднимется до величины, достаточно большой, чтобы обеспечить нормальную подпитку ТРВ (следовательно, вентилятор должен управляться регулировочным реле ВД).

Этот прием может быть усовершенствован путем подогрева жидкости, находящейся в ресивере, с помощью электронагревателя, установленного на нижней части баллона ресивера (см. рис. 33.3).

Этот электронагреватель может быть задействован одновременно с электронагревателем картера, или управляться термостатом, измеряющим наружную температуру, или регулироваться термостатом, измеряющим температуру жидкости (в этом случае непременным вопросом является место расположения чувствительного элемента такого термостата), или управляться регулировочным реле, которое напрямую контролирует величину давления в ресивере.

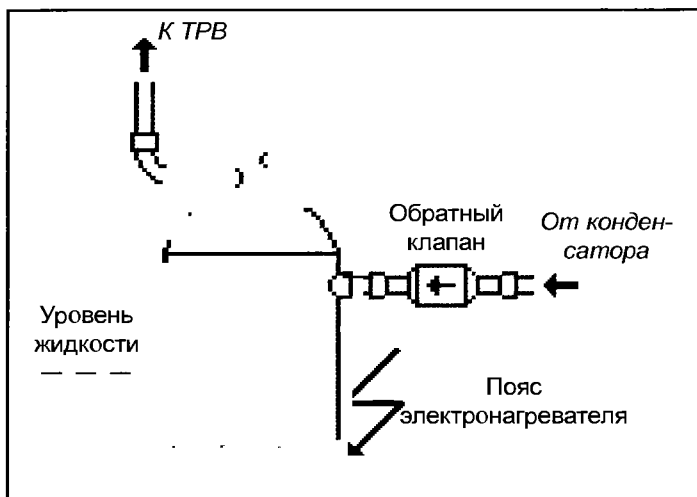


Рис. 33.3.

В этих двух последних случаях настройка регулировки электронагревателя должна обеспечивать величину давления, соответствующую температуре не менее 27°C (то есть 10 бар для R22, 6 бар для R12 и 6,1 бар для R134a), чтобы произвести надежный запуск.



Безусловно, каким бы ни было принятое решение, обратный клапан, расположенный между конденсатором и ресивером, остается более чем необходимым.

Внимание! Способ, заключающийся в подогреве находящейся в ресивере жидкости, предполагает, что при остановке компрессора ресивер содержит достаточно большое количество жидкости. Чтобы добиться этого, с одной стороны нужно соответствующим образом внести поправку на заправляемое в установку количество жидкости, а с другой стороны, настоятельно рекомендуется останавливать компрессор с вакуумированием, чтобы максимальное количество жидкости перевести в ресивер.

Проблема отключения компрессора в момент запуска предохранительным реле НД

Независимо от выбранного способа поддержания давления питания ТРВ на уровне, достаточном для нормального запуска компрессора даже в холодное время, может случиться так, что несмотря на принятые меры, в момент запуска компрессор будет отключаться предохранительным реле НД.

Действительно, если длина жидкостной магистрали очень большая или между жидкостным ресивером и ТРВ *существует значительная разница уровней*, время заполнения жидкостной магистрали может стать настолько значительным, что питание испарителя в момент запуска окажется неудовлетворительным и компрессор будет отключаться предохранительным реле НД, затем включаться вновь, обуславливая нежелательное повышение частоты циклов “пуск-останов” до тех пор, пока не поднимется давление кипения.

В такой ситуации, если компрессор оборудован устройством, предотвращающим повышение частоты циклов “пуск-останов”, *запуск вообще становится невозможным*, потому что жидкость получает достаточно времени для охлаждения во время остановки. Чтобы решить эту проблему, необходимо *дополнительно* оборудовать установку устройством для зимнего запуска, которое бы шунтировало контакты предохранительного реле НД в течение всего времени выхода установки на номинальный режим.

Принципиальная схема такого устройства представлена на рис. 33.4.

Когда замыкаются контакты (1-2) задающего термостата, если при этом замкнуты контакты устройств автоматики (вентилятор испарителя...), управления (ручной выключатель “пуск/стоп”) и приборов защиты (тепловая защита, реле ВД...), то ток, проходя через контакты (2-3) запитывает реле зимнего запуска ДН (3-6), запуская временной механизм.

В этот момент нормально разомкнутые контакты ДН (4-5) немедленно замыкаются, а контакт временного механизма ДН (3-4) остается замкнутым в течение двух минут, шунтируя предохранительное реле НД.

Таким образом, даже если контакты (3-5) предохранительного реле НД разомкнуты во время запуска, компрессор С продолжает работать, что позволяет поднять давление конденсации (в пределах длительности переходного режима, то есть в нашем примере это 2 минуты) и достичь нормального значения давления кипения, обеспечивающего замыкание контактов (3-5) предохранительного реле.

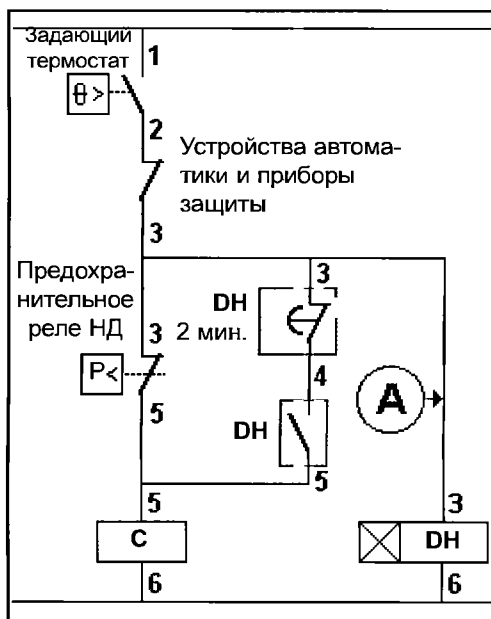


Рис. 33.4.

i Конечно, подобное устройство не может быть использовано, если предохранительное реле НД приводится в рабочее положение вручную.

Заметим, что в случае дефектов обмотки реле времени ДН (плохое соединение или обрыв обмотки) контакт ДН (3-4) остается постоянно замкнутым. Нормально разомкнутый контакт ДН (4-5) позволяет избежать постоянного шунтирования (хотя бы и случайного) контактов предохранительного реле НД.

Описанное устройство можно усовершенствовать путем включения в схему термостата наружной температуры (поз. А), который вводил бы в действие реле ДН, только если наружная температура ниже критической величины (например, 16°C).

Еще одним усовершенствованием этой системы может быть добавление в цепь реле ДН (3-6) нормально разомкнутого контакта реле компрессора С с тем, чтобы допустить попытку запуска только в том случае, если контакт предохранительного реле НД замкнут (это исключит любую попытку запуска, если установка, например, совершенно пустая).

34. ПРОБЛЕМА ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПЕРЕХОДНОГО РЕЖИМА ПРИ ЗАПУСКЕ В ХОЛОДНОЕ ВРЕМЯ

А) Природа проблемы

В холодное время года, если конденсатор расположен снаружи помещения, соотношение “давление-температура” обуславливает сильное падение давления, устанавливающегося в магистрали нагнетания компрессора при его остановках. В момент запуска компрессора такое падение давления конденсации является причиной огромных проблем.

Действительно, из-за очень низкого давления, на входе в ТРВ испаритель запитывается неудовлетворительно, что приводит к большому перегреву (хотя ТРВ полностью открыт), в результате чего давление кипения, а следовательно, и холодопроизводительность, становятся аномально низкими (см. рис. 34.1).

Но давление конденсации (а следовательно, давление подачи в ТРВ) сможет подняться только в том случае, если конденсатор как можно быстрее получит максимальное количество тепла.

Однако тепло, получаемое конденсатором, представляет сумму тепла, поглощенного испарителем (что является в момент запуска ничтожно малой величиной, поскольку испаритель запитан очень плохо) и теплового эквивалента работы сжатия (но так как давление конденсации очень мало, электрическая мощность, потребляемая компрессором, также незначительна).

Таким образом, запуск в холодное время года сопровождается следующими противоречивыми обстоятельствами:

- ▶ С одной стороны, необходимо как можно быстрее передать конденсатору максимальное количество тепла, а из-за низкой наружной температуры конденсатор становится переразмерным.
- ▶ С другой стороны, испаритель (который является основным поставщиком тепла в конденсатор) поглощает очень мало тепла, так как он плохо запитан!

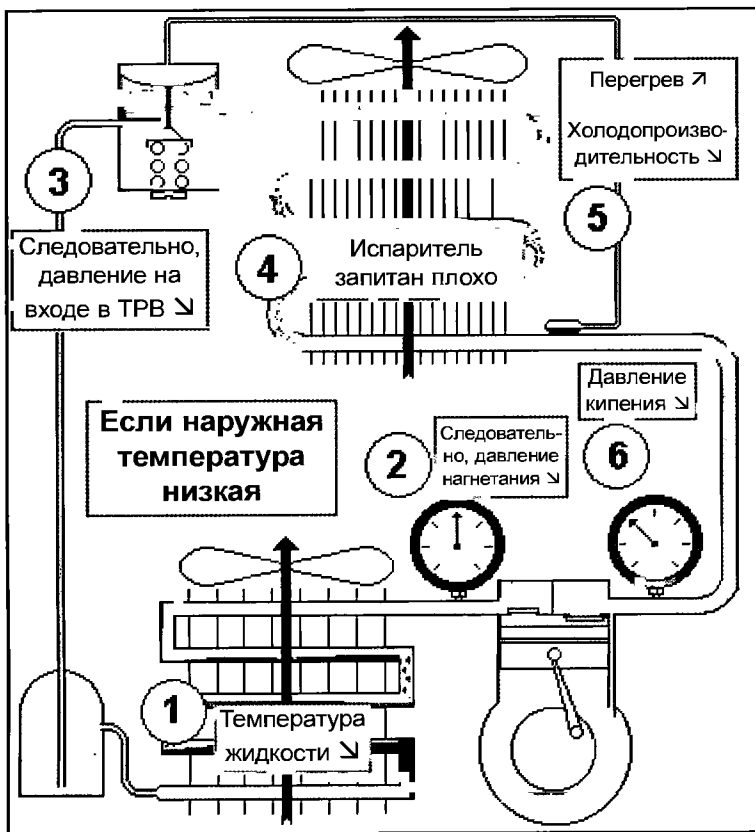


Рис. 34.1.

Следовательно, решение будет заключаться в том, чтобы *найти прием*, который бы как можно больше снизил мощность конденсатора при запуске в холодное время.

Только в этом случае то *ничтожное количество тепла*, которое получает конденсатор, позволяет **быстро поднять** температуру (и давление) жидкости и обеспечить нормальное питание ТРВ. Иначе при запуске низкое давление так упадет, что компрессор начнет вакуумирование низконапорной части контура и отключится предохранительным реле НД.

Примечание. Правда, шунтирование контактов реле НД с помощью контактов реле времени позволяет избежать немедленного отключения компрессора этим реле при низких наружных температурах (см. раздел 33. "Проблема запуска компрессоров при низких наружных температурах.").



Однако нужно, чтобы при этом как можно быстрее выросло давление конденсации, иначе давление кипения по-прежнему останется недостаточным и по истечении установленной временной задержки предохранительное реле НД все-таки отключит компрессор.

Б) Решение проблемы

Существует множество технических приемов, позволяющих обеспечить регулирование давления конденсации, воздействуя либо на расход воздуха, либо на поверхность теплообмена конденсатора.

Среди технологий, использующих изменение расхода воздуха (воздействием на вентиляторы или за счет использования заслонок, размещаемых в воздушном потоке), применение заслонок обеспечивает более быстрый выход на режим, так как ограничивает естественную конвекцию вокруг конденсатора во время запуска.

Другим способом является использование специального регулятора давления конденсации (см. рис. 34.2) на выходе из конденсатора, позволяющего также сократить продолжительность переходного режима при запуске за счет одновременного использования двух различных эффектов.

Действительно, с одной стороны, *снижают поверхность теплообмена* с помощью затопления конденсатора жидким хладагентом (что одновременно дает преимущество в улучшении процесса переохлаждения жидкости), с другой стороны, *управляют работой конденсаторного вентилятора* посредством регулирующего реле ВД.

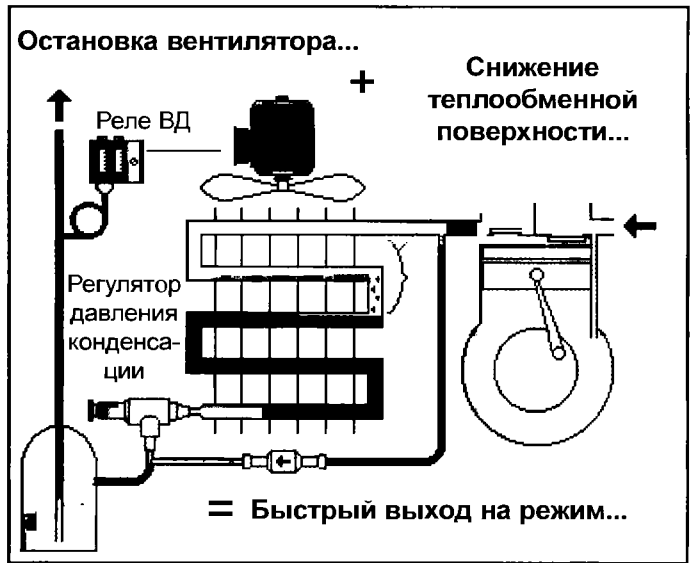


Рис. 34.2.

Снижение производительности конденсатора, достигаемого при объединении этих двух способов, позволяет очень быстро поднять давление конденсации в момент запуска.

35. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ С ПОМОЩЬЮ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ КОНДЕНСАЦИИ

Среди различных способов, используемых для регулирования давления конденсации при падении наружной температуры, способ, основанный на применении гидравлического регулятора, регулирующего рост давления на выходе из конденсатора, позволяет обеспечить наиболее быстрый выход на режим. *Однако следует иметь в виду, что этот способ является одним из наиболее сложных по монтажу и настройке.*

В основу этого способа положено снижение поверхности теплообмена конденсатора за счет подъема в нем уровня жидкости при падении давления конденсации (когда уменьшается наружная температура или падает тепловая нагрузка в охлаждаемом помещении). Снижение теплообменной поверхности способствует переохлаждению жидкого хладагента и приводит к уменьшению производительности конденсатора и подъему давления конденсации.

Для этой цели могут быть использованы либо трехходовой регулятор, предварительно настроенный на заводе (например, SPORLAN OROA или ALCO HEADMASTER серии HP...), либо комбинация из регулируемого двухходового регулятора и дифференциального клапана (например, DANFOSS KVR + NRD или CPR + NRD или SPORLAN ORI + ORD).

i *При установке регуляторов необходимо строго соблюдать инструкции разработчика, иначе возникает серьезная опасность появления неисправностей, устранение которых полностью ложится на плечи ремонтника.*

А) Использование трехходового регулятора, предварительно настроенного на заводе

На рис. 35.1 показана схема установки трехходового клапана с предварительной заводской настройкой.

Если давление нагнетания компрессора (которое подается к штуцеру 3 клапана) падает ниже величины, отрегулированной на заводе, проход 1 клапана зажимается и выход из конденсатора перекрывается. При этом поступление жидкости в ресивер ограничивается и ее уровень в конденсаторе начинает подниматься, уменьшая теплообменную поверхность между воздухом и хладагентом.

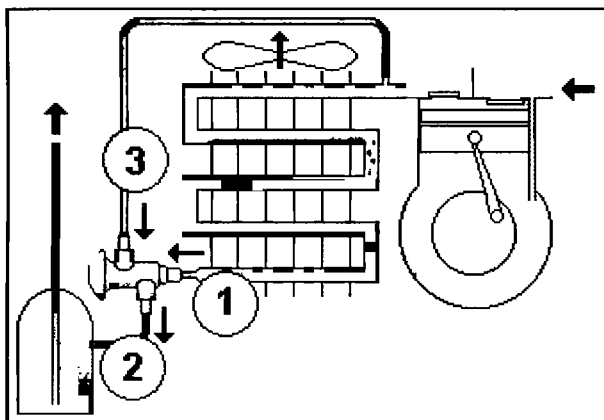


Рис 35.1.

Чем больше закрывается проход 1 клапана, тем больше горячих газов через проходы 3 и 2 поступает в ресивер, что приводит к росту температуры жидкости в нем и, следовательно, повышению в нем давления.

Например, для R22 регулятор настраивается на заводе таким образом, чтобы при давлении *ниже* 12,5 бар проход 1 был полностью закрыт, а проходы 3 и 2 были свободны (в ресивере тогда будет поступать только горячий газ).

При давлении *выше* примерно 14,5 бар проход 3 клапана полностью закрывается, предотвращая поступление газа в ресивер. В таком состоянии соединяются между собой проходы 1 и 2, что обеспечивает нормальную подачу жидкости в ресивер и процесс протекает так, как если бы этого регулятора вообще не было.

Безусловно, в силу линейности настройки, регулятор может находиться в любом промежуточном положении между этими двумя крайними состояниями.

Б) Использование реулируемого двухходового регулятора и дифференциального клапана

Если давление конденсации падает ниже величины, обусловленной настройкой клапана (*поз. 1* на рис. 35.2), проход жидкости из конденсатора в ресивер начинает перекрываться.

Жидкость не может больше беспрепятственно проходить в ресивер, ее уровень в конденсаторе поднимается, одновременно вызывая снижение поверхности теплообмена.

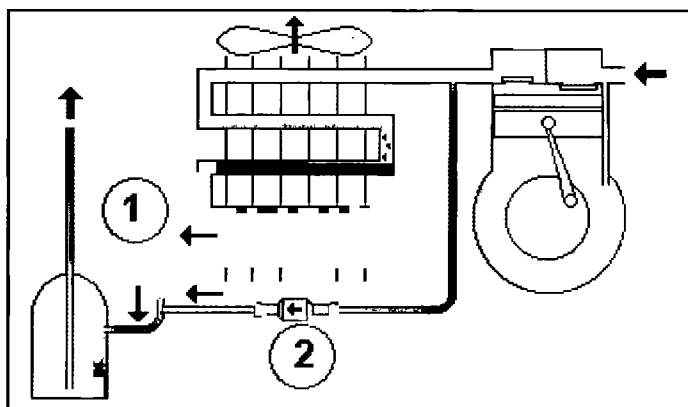


Рис. 35.2.

Поскольку при этом из ресивера продолжается поступление жидкости на вход ТРВ, давление в нем начинает падать (так как ресивер перестает получать жидкость).

Когда давление в ресивере упадет ниже давления нагнетания примерно на 1 бар, дифференциальный обратный клапан (*поз. 2*) открывается и перепускает в ресивер горячий газ из магистрали, что приводит к повышению давления и температуры в ресивере.

Таким образом, *при любом способе* принцип регулирования остается идентичным и основан на отслеживании падения давления конденсации. При этом:

- ▶ С одной стороны, за счет уменьшения поверхности теплообмена, создаются условия, благоприятствующие росту давления в конденсаторе.
- ▶ С другой стороны, за счет перепуска горячего газа в ресивер, в нем повышается температура жидкости и давление ее подачи в ТРВ.

Когда давление конденсации возрастает и *становится больше величины настройки* (например, в процессе работы), регулятор остается полностью открытым и беспрепятственно пропускает жидкость в ресивер (самоустраняющаяся система).

36. РЕГУЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ КОНДЕНСАЦИИ: АНАЛИЗ НЕИСПРАВНОСТЕЙ

Использование способа регулирования работы конденсаторов с воздушным охлаждением при помощи регуляторов давления конденсации требует соблюдения многочисленных предосторожностей как при монтаже, так и в ходе настройки и эксплуатации системы.

Рассмотрим различные дефекты, опасность возникновения которых появляется при несоблюдении определенных требований.

А) Проблема заправки хладагентом и емкости ресивера

В зимнее время регулятор давления конденсации позволяет противодействовать переразмерности конденсатора, обусловленной низкой наружной температурой, уменьшая поверхность теплообмена.

Уменьшение теплообменной поверхности предполагает *повышение уровня жидкости* в конденсаторе, тем большее, чем ниже опускается наружная температура.

Имея в виду, что при этом жидкость должна находиться также в ресивере, в жидкостной магистрали и в испарителе, мы можем заключить, что заправка установки хладагентом зимой должна быть больше, чем летом (см. рис. 36.1).

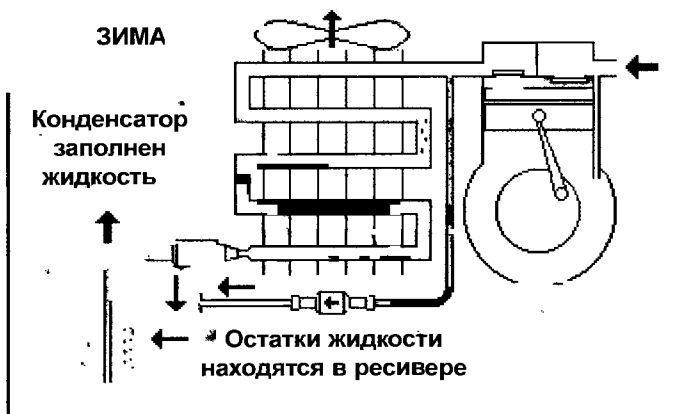


Рис. 36.1.

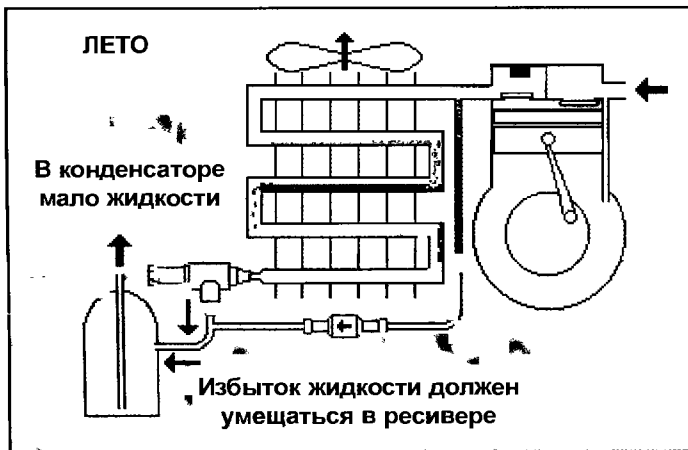


Рис. 36.2.

Летом, при повышении наружной температуры, давление конденсации тоже растет.

Рост давления конденсации по мере открытия регулятора давления конденсации приводит к опорожнению конденсатора и увеличению теплообменной поверхности с целью восстановления нормальной производительности конденсатора и заполнению ресивера.

Следовательно, ресивер должен быть способен накапливать излишки заправки (см. рис. 36.2).

Если жидкостной ресивер слишком мал!

Мы увидели, что летом ресивер дополнительно к обычному содержимому *должен вмещать те излишки* жидкости, которые зимой находились в конденсаторе: следовательно, ресивер должен иметь достаточно большую вместимость.

Если ресивер слишком мал, летом он окажется полностью залитым и в конденсаторе будет оставаться еще слишком много жидкости, что приведет к снижению поверхности теплообмена, аномальному росту давления конденсации и нежелательному отключению компрессора предохранительным реле ВД (см. рис. 36.3).

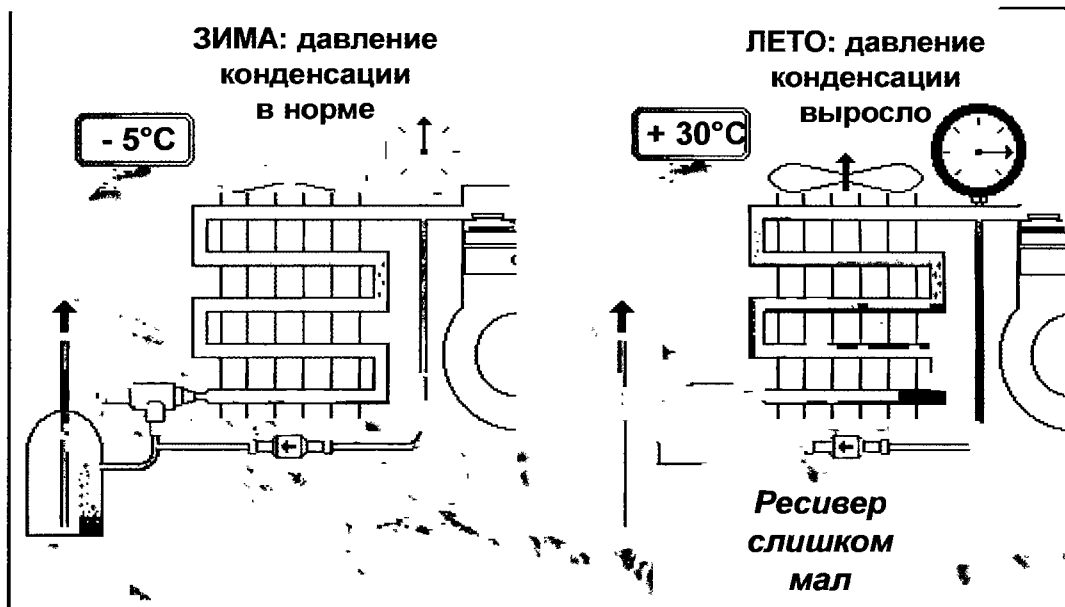


Рис 36.3.

Таким образом, если задействован установленный в контуре регулятор давления конденсации, необходимо, чтобы жидкостной ресивер имел объем, *достаточный* для размещения в нем *полной заправки* установки, включая заправку конденсатора.

В противном случае необходимо заменить ресивер на образец большей емкости.

Если недостаточно количества заправленного хладагента!

Если летом и в ресивере и в конденсаторе достаточно хладагента, работа установки проходит нормально. Однако, по мере снижения наружной температуры, регулятор начнет перекрывать подачу жидкости из конденсатора в ресивер, уменьшая поверхность теплообмена с целью сохранения давления конденсации в нормальных пределах.

При этом все больше жидкости остается в конденсаторе и все меньше поступает в ресивер, создавая в нем недостаток жидкости.

Наконец может наступить такой момент, когда уровень жидкости в ресивере понизится настолько, что оголится погруженная в него заборная трубка, жидкостная линия перестанет подпитываться жидкостью и заполнится парами.

В результате ТРВ не сможет больше пропускать достаточное для соответствующей запитки испарителя количество хладагента и установка очень быстро отключится предохранительным реле НД.

Таким образом, заправка хладагентом при наличии регулятора давления конденсации может оказаться достаточной для лета, но недостаточной для зимы, что будет приводить к отключению установки предохранительным реле НД (см. рис. 36.4).

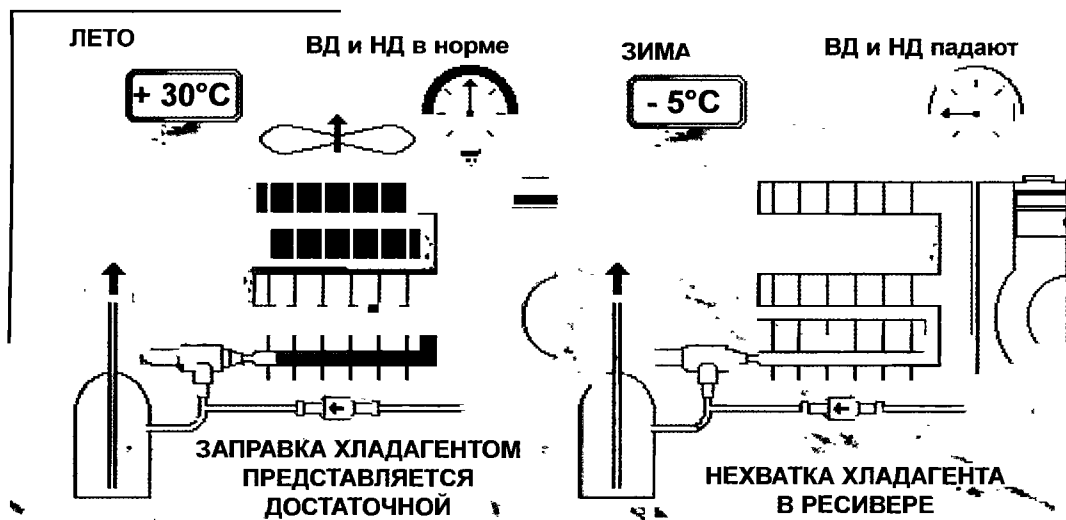


Рис. 36.4.

Следовательно, наличие регулятора давления конденсации требует, чтобы заправка холодильной установки была существенно выше номинальной с целью сохранения достаточного количества жидкости в ресивере и испарителе, даже если зимой конденсатор окажется полностью заполнен жидкостью.



При использовании регулятора давления конденсации, как правило принимают, что потребная заправка хладагентом может составлять до двукратной номинальной заправки.

Заправка хладагентом и емкость ресивера. Заключение

В заключение сформулируем основные требования к заправке хладагентом и емкости ресивера. Чтобы обеспечить нормальную работу установки в любое время года, ее заправку следует производить зимой при наружной температуре, по возможности наиболее близкой к минимальной температуре, при которой должна работать установка.

Дополнительно к этому ресивер должен иметь такие размеры, чтобы в нем могла уместиться полная заправка установки хладагентом, включая все содержимое конденсатора.

Безусловно, на установках, не имеющих ресивера, нельзя ни в коем случае монтировать систему регулирования с помощью регулятора давления конденсации (если только не добавлена достаточная емкость).



Заметим, что в настоящее время наблюдается тенденция к созданию установок с возможно более низким содержанием хладагента, главным образом из-за проблем, связанных с загрязнением окружающей среды и стоимостью этих хладагентов, поэтому системы регулирования при помощи регулятора давления конденсации в дальнейшем будут использоваться все меньше и меньше.

Однако, почти все мы слышали разговоры о так называемых “проклятых” холодильных установках, в которых зимой не хватает хладагента (и ремонтник вынужден дозаправлять установку), а летом наблюдается его избыток (тогда нужно сливать часть заправки!). Предшествующие объяснения могут помочь в понимании причины этой разновидности дефектов и, может быть, найти способ их кардинального устранения.

Б) Проблема конденсаторов, расположенных над компрессорами

Когда компрессор должен работать зимой (холодильные камеры, машинные залы ЭВМ...), то есть при очень низких наружных температурах, переразмеренность конденсатора может стать очень значительной из-за того, что он выбирается для *летней* наружной температуры.

Чтобы устранить эту временную переразмеренность и поддержать на нормальном уровне давление в жидкостной магистрали для обеспечения стабильной подпитки ТРВ, регулятор давления конденсации должен сильно снизить поверхность теплообмена конденсатора и уменьшать ее тем больше, чем ниже наружная температура.

Таким образом, чем больше падает наружная температура, тем выше поднимается уровень жидкости в конденсаторе (см. рис. 36.5).

В пределе, при очень низкой наружной температуре, уровень жидкости в конденсаторе может подняться настолько, что дойдет до верхней точки конденсатора и трубки подвода к нему горячих газов (в основном, для конденсаторов небольшой высоты и расположенных горизонтально).

В этот момент жидкость под действием силы тяжести может даже стекать в нагнетающую полость головки блока цилиндров компрессора по нагнетающей магистрали.

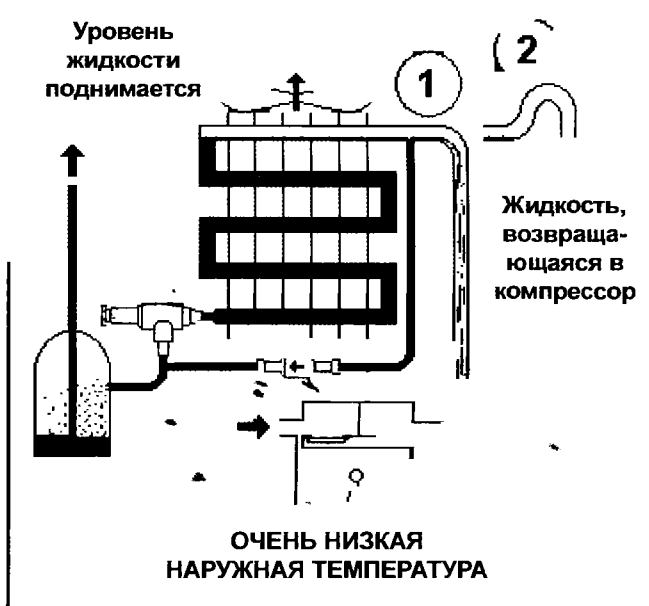


Рис. 36.5.

Возврат жидкости в головку блока может в этом случае привести к механическим повреждениям в результате гидроудара (главным образом, к поломке клапанов).

Во избежание такой опасности настоятельно рекомендуется либо установить обратный клапан на входе в конденсатор (см. поз. 1 на рис. 36.5), либо сам вход выполнить в виде лирообразного колена (поз. 2), особенно если конденсатор расположен над компрессором, а установка обязательно должна работать при очень низких наружных температурах (следовательно, с сильно залитым конденсатором).



Установка лирообразного колена (или обратного клапана) на входе в конденсатор является наилучшим способом предотвращения возврата жидкости в головку блока, если работа конденсатора регулируется при помощи регулятора давления конденсации, а сам конденсатор расположен над компрессором.

Однако в том случае, когда разность уровней между компрессором и конденсатором превышает 3 метра, возникает еще одна проблема...

Действительно, холодильное масло из-за близости по свойствам к хладагентам, находится в постоянном движении в магистрали нагнетания.

Когда компрессор останавливается и газ перестает циркулировать, масло под действием силы тяжести стекает в нагнетающий коллектор.

Чем больше высота магистрали, тем больше масла будет стекать и накапливаться в головке блока (см. поз. 2 на рис. 36.6).

Если разность уровней (*высота H* на рис. 36.6) превышает 3 метра, то экспериментами установлено, что количеством масла уже нельзя будет пренебрегать.

Более того, если нагнетающий патрубок проходит через холодный участок (а это очень часто бывает, когда конденсатор находится снаружи, а компрессор внутри помещения), при остановке компрессора хладагент может конденсироваться в нагнетающей магистрали (поз. 1 на рис. 36.6).

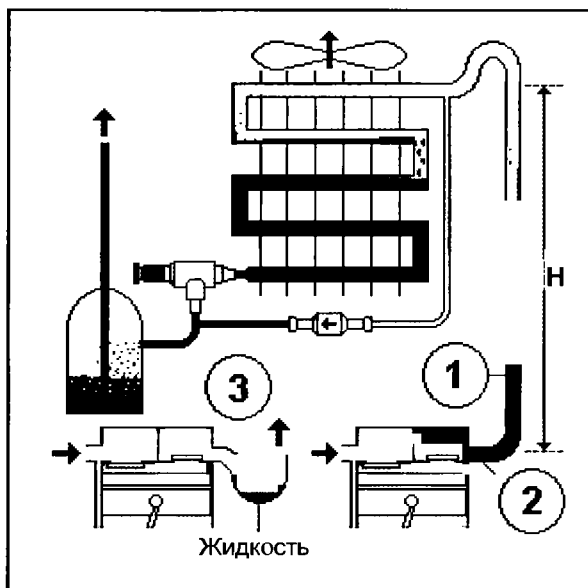


Рис. 36.6.



Такое скопление сконденсировавшейся жидкости и масла приводит к опасности поломки клапанов при последующем запуске компрессора.

Сконденсировавшаяся жидкость точно так же стекает в головку блока под действием силы тяжести, добавляясь к уже находящемуся там маслу.

Чтобы избежать этой опасности, главным образом, когда разность уровней превышает 3 метра, необходимо в нижней части восходящего трубопровода расположить лирообразную ловушку жидкости (маслоподъемную петлю) (поз. 3).

Жидкость, которая стекает туда при остановке компрессора, очень быстро будет перекачена в конденсатор безо всякого риска для клапанов, когда компрессор будет вновь запущен.

Примечание. Некоторые предпочитают устанавливать на нагнетающей магистрали обратный клапан (как можно дальше от компрессора, чтобы избежать его “дребезга”) для полного исключения опасности накопления жидкости в головке.

Однако нужно помнить, что обратный клапан создает дополнительные потери давления в нагнетающей магистрали (со всеми вытекающими из этого нежелательными последствиями).

Более того, поскольку клапан является механической системой с подвижными элементами, срок его службы оудет короче, чем у простой конструкции с двумя лирообразными участками.

В) Проблема конденсатора, более холодного, чем ресивер

Для конденсаторов, регулируемых с помощью трехходового регулятора давления конденсации существует еще одна опасность, которая может возникнуть в том случае, если конденсатор становится холоднее, чем ресивер (например, зимой, когда конденсатор находится снаружи, а ресивер внутри помещения).

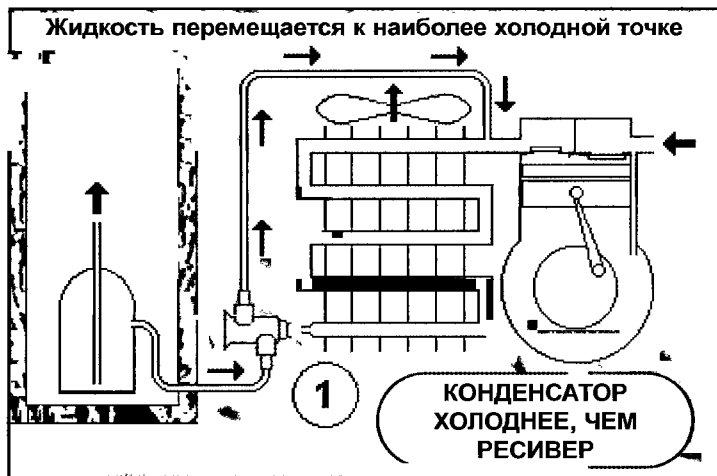


Рис. 36.7.

Когда компрессор остановлен, из-за низкой наружной температуры конденсатор быстро охлаждается и давление в нем падает, приводя к закрытию *прохода 1* регулятора давления конденсации (см. рис. 36.7).

Но, закрывая проход жидкости из конденсатора, клапан одновременно соединяет теплый ресивер и холодный вход в конденсатор. Тогда жидкость из ресивера в соответствии с принципом холодной стенки Ватта начинает перемещаться в конденсатор (согласно стрелкам на рис. 36.7).

Если остановка компрессора достаточно длительная, существует опасность того, что вся жидкость переместится в конденсатор (в результате, как мы смогли увидеть выше, конденсатор переполняется и жидкость начинает поступать в нагнетающую полость головки блока).

В отсутствие жидкости в ресивере при последующем запуске компрессора испаритель не может быть нормально запитан и компрессор очень быстро отключается предохранительным реле НД.

Следовательно, необходимо предотвратить возможность такого перемещения и обеспечить нахождение жидкости в ресивере во время остановки компрессора с целью создания благоприятных условий для последующего запуска компрессора.

Примечание. Отключения компрессора предохранительным реле НД, обусловленные опустошением ресивера, могут привести к тому, что запуск компрессора окажется *совершенно невозможным*, и потребовать дополнительной заправки хладагента в ресивер только для того, чтобы *запустить установку*, хотя количество хладагента в установке *вполне нормальное*.

Следовательно, на входе в ресивер необходима установка обратного клапана (см. рис. 36.8), предотвращающего перемещение жидкости из ресивера в конденсатор, если температура конденсатора упадет ниже температуры ресивера (что бывает часто).

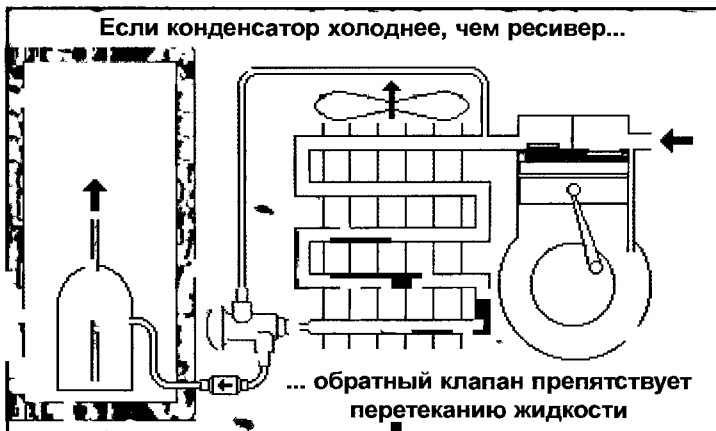


Рис. 36.8.

Г) Проблемы, возникающие из-за потерь давления в конденсаторе и регуляторе давления конденсации

Летом, когда наружная температура относительно высокая, регулятор давления конденсации полностью открыт и переохлажденная жидкость свободно проходит в ресивер.

Однако в той же степени, что и остальные элементы холодильного контура, регулятор давления конденсации представляет собой местное сопротивление течению жидкости и, даже будучи полностью открытым, порождает перепад давления ΔP (этот перепад называют потерями давления).

Чтобы ограничить эти нежелательные потери, клапан подбирают таким образом, чтобы иметь возможно более низкий перепад давления на нем (максимально допустимое значение перепада, как правило, не должно превышать 0,4 бар).

Но сам конденсатор с его длинными трубопроводами, из которых он состоит, также создает потери давления, величиной которых нельзя пренебрегать.

При последовательном соединении потери давления складываются и общий перепад между точками А и В (см. рис. 36.9) будет равен сумме потерь давления на конденсаторе и на регуляторе.

Вместе с тем, обратный дифференциальный клапан, который открывается, например, при разности давлений в 1 бар, расположен как раз между точками А и В!

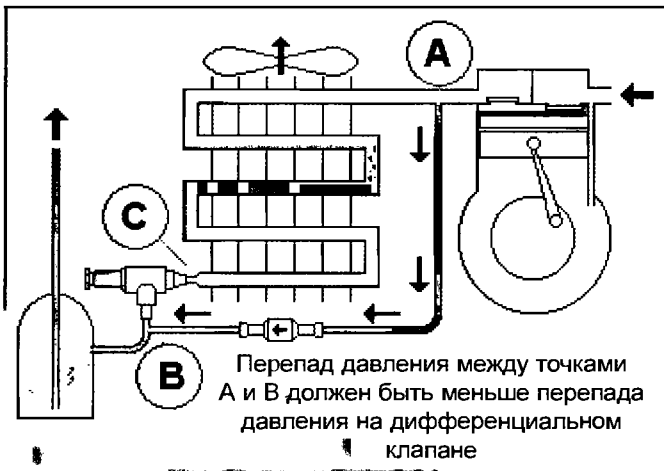


Рис. 36.9.

В нашем примере, если полные потери давления при работе ($\Delta P_{\text{конденсатора}} + \Delta P_{\text{регулятора}}$) выше 1 бара, дифференциальный клапан будет открываться и перепускать горячий газ в ресивер, как только запустится компрессор, даже в разгар лета!

Этот существенный теплоприток повысит температуру и давление жидкости в ресивере. Уставка начнет работать с аномально возросшим давлением конденсации и пониженной холодопроизводительностью.



Следовательно необходимо, чтобы сумма перепадов давлений на конденсаторе и на регуляторе была бы меньше давления настройки дифференциального обратного клапана!

Примечание. Эта неисправность легко выявляется простым ощупыванием труб на выходе из дифференциального клапана.

Действительно, если дифференциальный клапан открыт, эта трубка будет иметь температуру нагнетания (очень высокую), вместо того, чтобы быть такой же тепловатой или нагретой, как жидкость в точке С (см. рис. 36.9), и весь ресивер будет аномально горячим.

Д) Проблема подбора регулятора давления конденсации

Неисправность, которую мы только что описали, как правило обусловлена неправильным подбором регулятора давления конденсации, который, *будучи слишком слабым*, дает аномально высокие потери давления.

Следовательно, надлежит проверить характеристики регулятора давления конденсации по каталогу и при необходимости заменить его моделью с увеличенным проходным диаметром (если такой существует).

Для установок больших мощностей могут потребоваться регуляторы с очень большим диаметром (которые не всегда могут быть изготовлены в серийном производстве), поэтому допускается использовать несколько параллельно установленных регуляторов (см. рис. 36.10), что позволит уменьшить общие потери давления и решить проблему предотвращения несанкционированного перепуска горячего газа в ресивер при работе установки в летнее время.

При выборе регулятора давления конденсации всегда лучше взять переразмеренный вариант, чем вариант с меньшим размером.

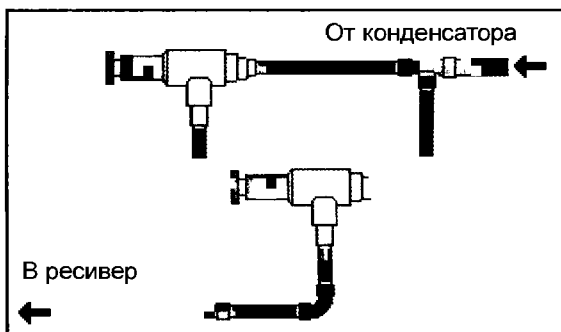


Рис. 36.10.

Заметим также важность того, чтобы переохлаждение жидкости в конденсаторе было достаточно высоким и обеспечивало бы *в летнее время* отсутствие преждевременного дросселирования хладагента на выходе из конденсатора или дальше, в жидкостной магистрали (см. раздел 18. “Проблема внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали”), из-за потерь давления на регуляторе давления конденсации.

В конце напомним, что клапаны с предварительной заводской настройкой должны подбираться с учетом типа хладагента, используемого в данной установке, иначе рабочие значения давления конденсации будут совершенно нереальными (так, регулятор, настроенный примерно на 13 бар для R22 или R407C, будет давать всего около 7 бар для R134a).

Е) Проблема настройки реле ВД и регулирования работы вентилятора конденсатора

Вначале укажем, что регулятор давления конденсации обязательно должен устанавливаться совместно с реле ВД для управления вентилятором конденсатора.

При этом, настройка реле должна обеспечивать запуск вентилятора, как только давление конденсации *на 1...2 бар* превысит давление настройки регулятора.

Диапазон настройки (дифференциал) реле должен быть достаточно большим, чтобы не допускать частых включений и выключений вентилятора при работе заполненного конденсатора в зимнее время. Иначе начнутся *беспрестанные пульсации давления конденсации, приводящие к одновременным пульсациям регулятора давления конденсации и давления кипения, что может повлечь за собой отключение компрессора предохранительным реле НД!*

В самом деле, конденсаторный вентилятор после его запуска не должен больше останавливаться вплоть до остановки компрессора, и обеспечить такие условия может только регулятор давления конденсации, поскольку он является в данной системе единственным органом, сохраняющим стабильность как давления конденсации, так и давления кипения.

Ж) Специальный случай использования двух регуляторов давления

Еще одним вариантом регулирования давления конденсации, который иногда используется и может встречаться, является установка *вместо дифференциального обратного клапана* регулятора давления в ресивере, размещаемого на обводной магистрали компрессора, как показано на рис. 36.11.

В данной схеме регулятор давления конденсации идентичен уже изученным (он настроен на перекрытие выхода из конденсатора, когда давление в последнем начинает падать).

Регулятор давления в ресивере открывается при понижении давления в жидкостном ресивере, перепуская туда горячий газ из нагнетающего патрубка, точно так же, как это делает дифференциальный обратный клапан (но на этот раз давление жидкости в ресивере регулируется отдельно).

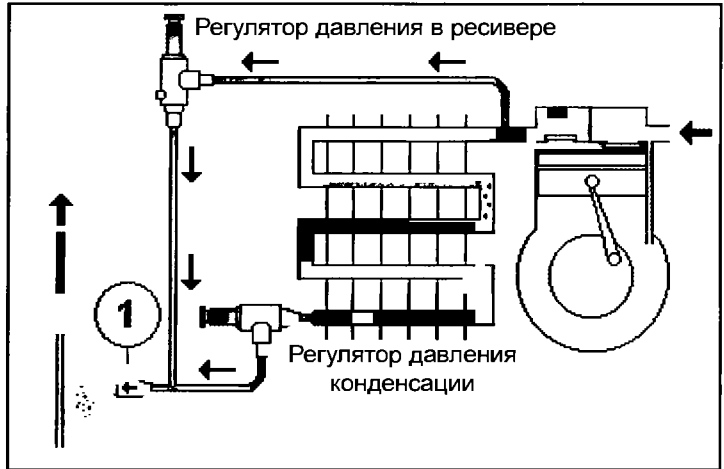


Рис. 36.11.

Следовательно, мы получаем *два значения давления, регулируемые совершенно отдельно*, каждое своим собственным регулятором:

- ▶ Регулятором давления конденсации, позволяющим регулировать давление в конденсаторе и, следовательно, давление нагнетания (из двух значений давления это более высокое).
- ▶ Регулятором давления в ресивере, позволяющим регулировать давление в ресивере (а следовательно, давление жидкости на входе в ТРВ) путем перепуска газа из нагнетающего патрубка.
- ▶ Поэтому настройка регулятора давления в ресивере, как правило, *соответствует давлению, примерно на 1 бар ниже* давления настройки регулятора давления конденсации.

Летом, когда давление в норме, регулятор давления конденсации открыт на максимум, а регулятор давления в ресивере полностью закрыт (самоустраняющаяся система).

Все описанные выше условия, сопровождающие поддержание давления конденсации (заправка хладагентом, размеры ресивера, расположение и длина трубопроводов...), остаются при этом в силе, однако проблема потерь давления в конденсаторе и на регуляторе давления конденсации (см. пункт Г настоящего раздела) может быть решена проще.

Для этого достаточно настроить регулятор давления в ресивере таким образом, чтобы разность между давлением нагнетания и давлением в ресивере была, по крайней мере, *выше* суммы потерь давления в конденсаторе и регуляторе давления конденсации.

Напомним, что если существует опасность перемещения жидкости из ресивера на вход в конденсатор или на выход из компрессора, установка обратного клапана на входе в ресивер (*поз. 1 на рис. 36.11*) по-прежнему является необходимой.

3) Регулятор давления конденсации: перечень неисправностей

На рис. 36.12 указаны возможные места возникновения неисправностей в схеме с использованием регулятора давления конденсации.

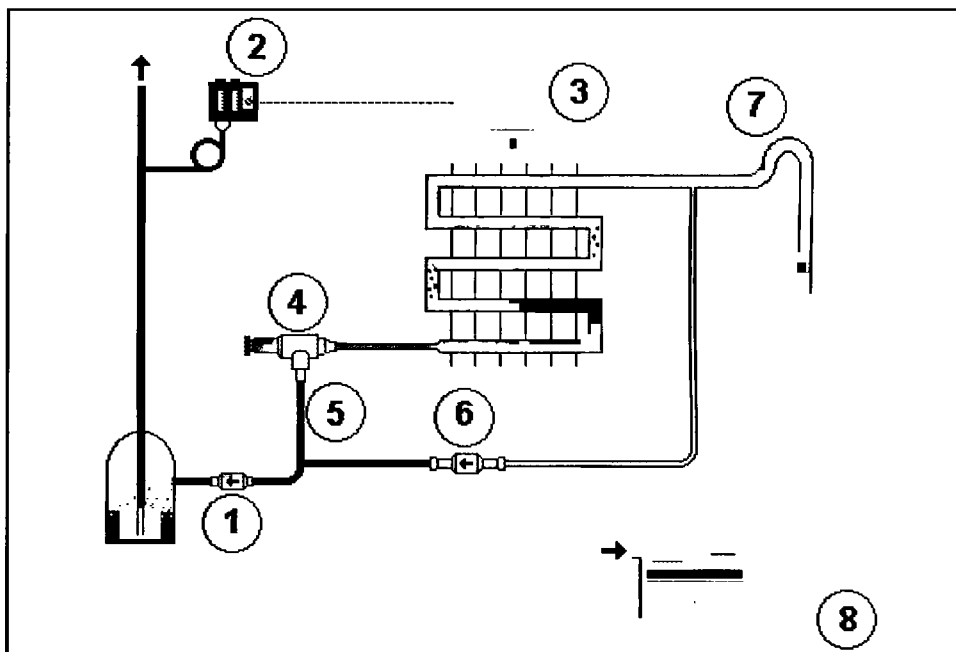


Рис. 36.12.

Причины срабатывания предохранительного реле НД:

- ▶ Заправка хладагента недостаточна для того, чтобы зимой в ресивере оставалась жидкость, даже если наружная температура резко упала.
- ▶ Отсутствие обратного клапана (поз. 1), препятствующего перемещению жидкости в конденсатор во время остановок компрессора, в схеме с трехходовым регулятором давления конденсации при температуре конденсатора ниже, чем температура ресивера.
- ▶ Неправильная настройка управляющего реле ВД (поз. 2), приводящая к частым включениям и выключениям вентилятора конденсатора (поз. 3) зимой.
- ▶ Большие потери давления на регуляторе давления конденсации (поз. 4) летом, приводящие к преждевременному дросселированию хладагента в соединении конденсатор/ресивер (поз. 5) или его внезапному вскипанию в жидкостной магистрали.

Причины срабатывания предохранительного реле ВД летом:

- ▶ Недостаточная емкость жидкостного ресивера, не вмещающего летом излишки хладагента.
- ▶ Сумма потерь давления в конденсаторе и на регуляторе давления конденсации выше перепада давления на дифференциальном обратном клапане (поз. 6).

Причины поломки клапанов компрессоров:

- ▶ Отсутствие обратного клапана или лирообразного патрубка на входе в конденсатор (поз. 7) для случая, когда конденсатор расположен выше компрессора.
- ▶ Отсутствие жидкостной ловушки или лирообразного колена (маслоподъемной петли) на выходе из компрессора (поз. 8) для случаев, когда длина и расположение нагнетающей магистрали дают основания опасаться возврата масла и (или) жидкого хладагента в нагнетающую полость головки блока компрессора.

37. ПРОБЛЕМА ВОЗВРАТА МАСЛА

Масло, применяемое для смазки холодильных компрессоров, очень хорошо смешивается с обычными хладагентами.

Сильная близость свойств масла и хладагентов является причиной многочисленных и, как правило, малоизученных проблем, которые могут вызывать *механические* (разрушение клапанов, заклинивание компрессора...), *электрические* (перегорание двигателя) и *термодинамические* (недостаток холодопроизводительности, нежелательные срабатывания предохранительных систем...) неисправности и поломки.

Предметом настоящего раздела является получение ответов на многочисленные вопросы, встающие перед большинством ремонтников.

А) Почему масло увлекается хладагентом?

Все подвижные части поршневого компрессора (кривошпы, шатуны, цапфы, поршни...) требуют постоянной смазки, в противном случае они прижигаются друг к другу, вызывая полное заклинивание.

В частности, в смазке нуждаются трущиеся между собой поршни и цилиндры (точнее, поршневые кольца и цилиндры). Напомним, что при скорости двигателя 1450 об/мин поршни совершают более 24 возвратно-поступательных движений в секунду. При этом внутри цилиндров, вместе с хладагентом, обязательно должно находиться масло.

В процессе нормальной работы, даже если компрессор новый или имеет безупречное механическое состояние, это неизбежно приводит к тому, что каждый раз вместе со сжатыми газами из цилиндра в виде масляного тумана, состоящего из мельчайших капелек уходит какое-то очень небольшое количество масла (см. рис. 37.1).*

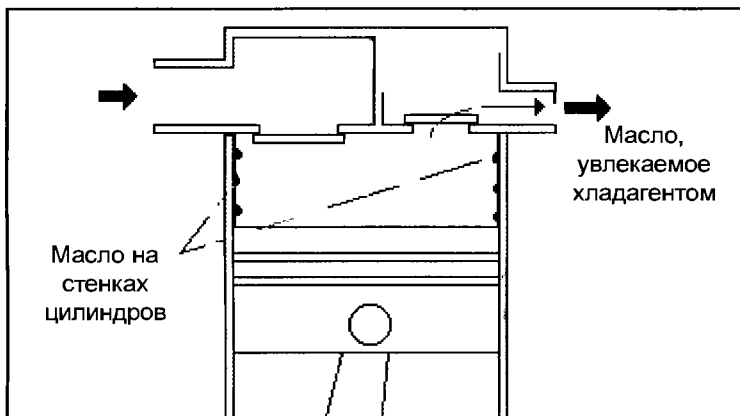


Рис. 37.1.

Дополнительно к этому, в периоды, когда компрессор стоит, масло, находящееся в его картере, неизбежно поглощает какое-то количество хладагента в зависимости от температуры масла и процедуры остановки компрессора.

Когда компрессор вновь запускается, резкое падение давления в картере вызывает быстрое вскипание хладагента, растворенного в масле и, следовательно, образование газомасляной эмульсии (т.н. эффект "вспенивания").

Такая эмульсия всасывается поршнями и нагнетается в конденсатор. В результате, в момент запуска из компрессора в контур уходит самое большое количество масла.

* Унос масла в компрессорах объемного действия составляет примерно от 3 до 5 % массового расхода хладагента через компрессор (трим. ред.).

Б) Какие проблемы возникают из-за увлечения масла хладагентом!

Прежде всего, поскольку масло предназначено для смазки подвижных узлов компрессора, оно должно находиться не в контуре, а в картере.



Однако из-за большой схожести свойств масла и хладагента невозможно воспрепятствовать тому, что какое-то количество масла регулярно проходит в нагнетающий патрубок компрессора.

Таким образом, с одной стороны, необходимо, по возможности, максимально ограничить выброс масла из компрессора, а с другой стороны, обеспечить, чтобы масло, которое ушло из компрессора, могло беспрепятственно возвратиться в картер для выполнения своих функций смазывающего агента.

В самом деле, если количество вышедшего через нагнетающий патрубок масла будет превышать количество масла, вернувшегося через всасывающий патрубок (масло будет задерживаться в неудачно спроектированном контуре), то через какое-то время уровень масла в картере понизится до *опасного предела*, за которым нормальная смазка компрессора будет невозможной.

С другой стороны, если вместе с маслом в картер будет возвращаться аномально большое количество хладагента, его количество, растворенное в масле, может стать очень большим.

При запуске бурная дегазация масла, обусловленная резким падением давления в картере, приведет к образованию большого количества газомасляной эмульсии, что может вызвать срыв подпитки масляного насоса.

Кроме того, образование большого количества эмульсии может привести к такому интенсивному выходу масла из компрессора, что к концу пускового режима картер окажется совершенно “пустым” и в течение более или менее продолжительного периода компрессор будет оставаться без нормальной смазки (характерное “вспенивание”, которое сопровождается образованием эмульсии, легко наблюдается в стекле указателя уровня масла).



Поэтому настройка ТРВ на небольшой перегрев угрожает возможностью появления не только периодических гидроударов (самых легких), но и опасностью аномальных выбросов масла в контур.

Работа компрессора с повышенной частотой включений и выключений (либо в результате срабатывания предохранительных систем, либо по командам от системы регулирования) также создает угрозу опасного понижения уровня масла, поскольку при запусках оно выводится в контур наиболее интенсивно, а короткое время работы не дает ему возможности нормального возврата.

Заметим, что в этом случае положение не спасет даже предохранительное реле контроля давления масла, которое может быть установлено в компрессоре, поскольку оно очень медленно реагирует на изменение давления (собственно время его инерционности составляет около 2 минут, см. раздел 101), и повреждения, обусловленные плохой смазкой при каждом очередном запуске, могут накапливаться, приводя через более или менее длительный промежуток времени к непоправимым механическим разрушениям подвижных деталей компрессора.

Другая проблема возникает при неудачно спроектированной конструкции или прокладке трубопроводов, главным образом, всасывания. Действительно, вместо того, чтобы регулярно возвращаться в картер компрессора, масло может накапливаться в застойных зонах или участках с отрицательным уклоном.

При опорожнении застойных зон масляная пробка может быть резко всосана компрессором, что приводит к сильному гидроудару, порождающему те же повреждения, что и обычный гидроудар.

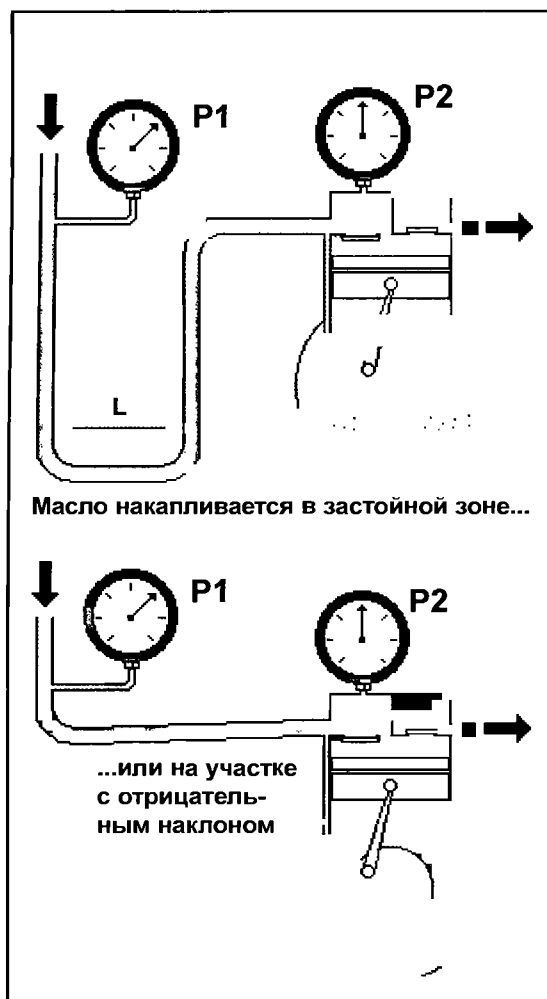


Рис. 37.2.

Так например, на рис. 37.2 вверху показано, что слишком большая длина L застойной зоны, в основном на всасывающей магистрали, приводит к тому, что в ней обязательно будет накапливаться значительное количество масла.

По мере накопления масла в застойной зоне его уровень в трубе повышается, приводя к уменьшению проходного сечения для газа и, следовательно, повышению потерь давления ($P1 > P2$).

Давление $P2$ будет падать до тех пор, пока разность давлений $P1$ и $P2$ не окажется достаточной для того, чтобы протолкнуть масляную пробку во всасывающую полость головки блока.

В этот момент в полость резко поступит большое количество масла. Такой прилив масла создает опасность возникновения сильного гидроудара, последствия которого строго идентичны последствиям обычного гидроудара.

Очевидно, точно такие же проблемы могут возникнуть, если масло накапливается на участке трубопровода всасывания с отрицательным уклоном (см. рис. 37.2 внизу).

Заметим, однако, что опасность возникновения перечисленных проблем снижается, если трубопровод оборудован эффективным устройством демпфирования гидроударов (отделителем жидкости).

Наконец, присутствие масла внутри трубопроводов создает на их внутренней поверхности тонкую изолирующую масляную пленку, что препятствует нормальному теплообмену между воздухом и хладагентом и снижает коэффициент теплоотдачи для конденсатора и испарителя.

Такое снижение интенсивности теплообмена особенно заметно в испарителе, где масло и хладагент легко разделяются из-за низкой температуры.

Если в результате каких-то проблем в холодильном контуре в него попадает слишком много масла, это может повлечь за собой снижение холодопроизводительности испарителя.

Причем потери холодопроизводительности могут быть столь значительными, что окажутся достаточными для того, чтобы появились признаки неисправности типа "слишком слабый испаритель" (в некоторых крайних случаях потери холодопроизводительности испарителя могут достигать 20%).

В) Влияние скорости газа в трубопроводах на процесс возврата масла

Вначале нужно напомнить, что в результате отличного перемешивания масла с хладагентом в жидком состоянии, циркуляция масла в конденсаторе и в жидкостной магистрали проходит без всяких проблем.

Однако в магистралях всасывания и нагнетания хладагент находится в паровой (газовой) фазе, поэтому масло и хладагент склонны к разделению.

Следовательно, в этих магистралях могут возникнуть серьезные проблемы с перемещением масла, так как для его возврата в картер компрессора необходимо добиться свободного перемещения масла по холодильному контуру.

Проблема возврата масла имеет различную остроту в зависимости от расположения участков трубопроводов.

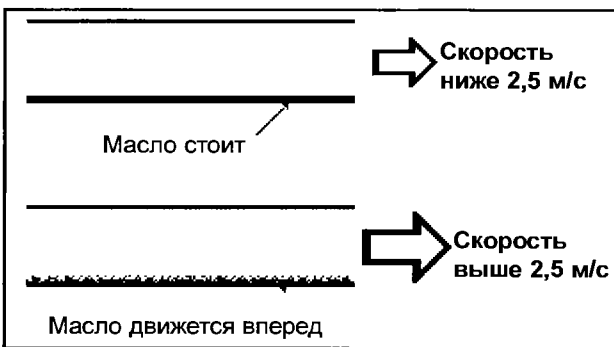


Рис. 37.3.

В горизонтальных участках (см. рис. 37.3) основная часть масла течет естественным образом в направлении наклона (если он существует). В отсутствие наклона, если скорость газа в трубопроводе низкая, масло стремится под действием силы тяжести осесть на дно трубы и застывает там.

Точно также, как скорость ветра порождает волны на поверхности моря, скорость хладагента над слоем масла порождает возникновение маленьких волн, которое перемещаются в направлении движения хладагента.

В вертикальных участках (см. рис. 37.4) проблема возврата масла немного осложняется действием силы тяжести, которая заставляет масляную пленку двигаться вниз.

Логично предположить, что на вертикальных участках трубопроводов для преодоления силы тяжести и подъема масла в трубопроводе механическое воздействие газа на масло должно быть гораздо более значительным, чем на горизонтальных участках.

Действительно, эксперименты показывают, что масло легко поднимается в вертикальных трубопроводах как всасывания, так и нагнетания, если скорость газа в них превышает примерно 5 м/с.

С другой стороны, если в какой-то момент скорость газа в вертикальной трубке падает ниже 5 м/с, масло очень быстро остановится и начнет стекать вниз под действием силы тяжести.

С другой стороны, если в какой-то момент скорость газа в вертикальной трубке падает ниже 5 м/с, масло очень быстро остановится и начнет стекать вниз под действием силы тяжести.

ВНИМАНИЕ! Если диаметр вертикальной трубы больше 2 дюймов или если температура кипения ниже -10°C , минимальная скорость газа, необходимая для подъема масла во всасывающих трубопроводах, расположенных вертикально, становится равной 8...9 м/с.

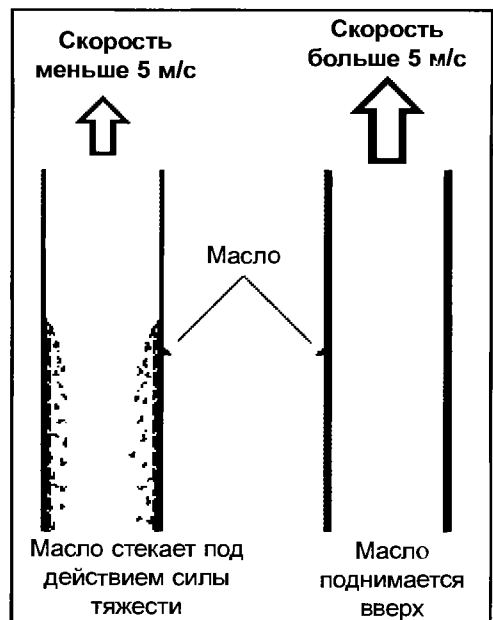


Рис. 37.4.

Заметим также, что для всех горизонтальных трубопроводов *рекомендуется минимальный наклон 12 мм/м* в направлении движения потока.

Кроме того в, общем случае считается, что скорость газа в трубопроводах не должна превышать 20 м/с с тем, чтобы сохранить в разумных пределах потери давления и уровень шума.



Итак, чтобы обеспечить бесперебойный возврат масла, необходимо для любых условий работы постоянно поддерживать минимальную скорость газового потока в горизонтальных трубопроводах не ниже 2,5 м/с, а в вертикальных – не ниже 5 м/с.

Г) Влияние разности уровней на возврат масла

Первая проблема возникает, если конденсатор расположен над компрессором с разностью уровней более 3 метров.

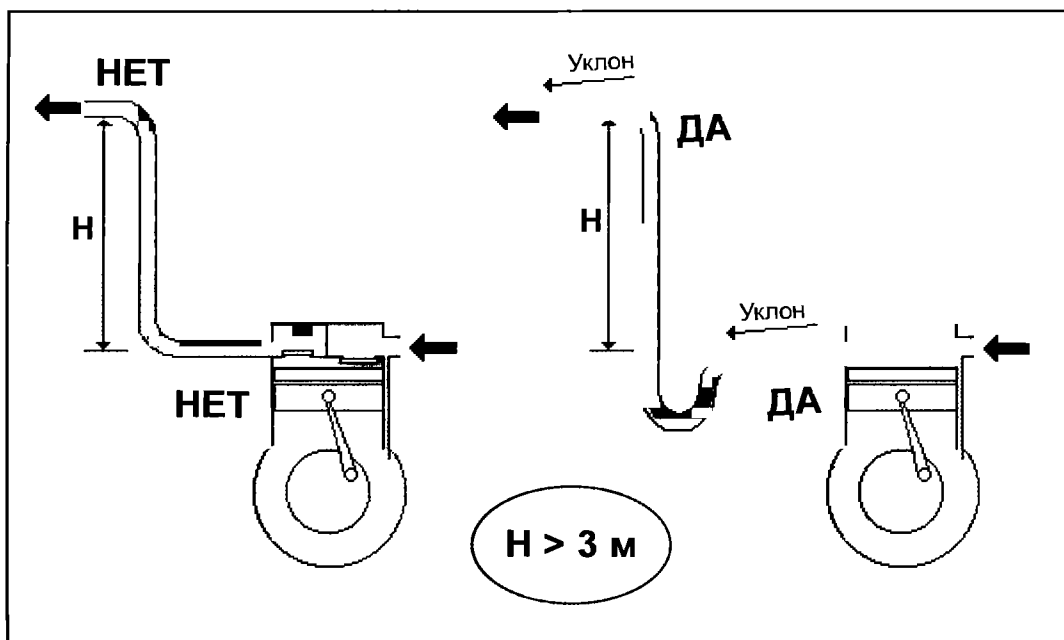


Рис. 37.5.

При каждой остановке компрессора движение газа в магистралях прекращается и масло, находящееся в вертикальном участке, под действием силы тяжести стекает вниз, создавая опасность его накопления в нагнетающей полости головки блока.

Если высота конденсатора над компрессором **превышает 3 метра** (см. рис. 37.5), количество масла, которое может скопиться в этой полости, становится весьма значимым. Дополнительно к этому, из-за того, что окружающая температура по сравнению с температурой нагнетания, относительно невысока, при остановке компрессора может сконденсироваться более или менее значительное количество находящегося в магистрали нагнетания паров хладагента, и образовавшаяся жидкость также может стечь в полость нагнетания головки блока компрессора.

Скопление там жидкого хладагента и масла создает опасность того, что при очередном запуске компрессора произойдет сильный гидроудар.

Точно такая же проблема возникает, если испаритель *расположен ниже* компрессора, поскольку при остановках последнего, масло находящееся в восходящем трубопроводе, также стекает в нижнюю часть (см. рис. 37.6). Как и в случае нагнетающего трубопровода, количество накапливающегося внизу масла становится значительным, если высота H трубопровода превышает 3 метра.

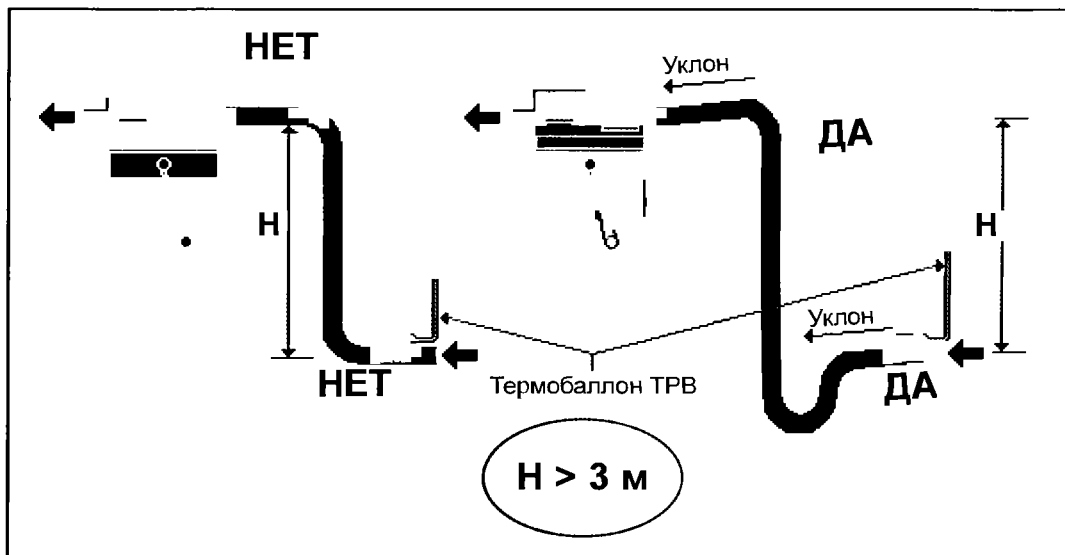


Рис. 37.6.

Ситуация может еще более ухудшиться, если в застойную зону в нижней части восходящего трубопровода будет стекать масло, выходящее из испарителя, что в целом приведет к накоплению там значительного количества жидкости.

При запуске компрессора образовавшаяся в застойной зоне масляная пробка может попасть во всасывающую полость головки блока и спровоцировать возникновение сильного гидроудара.



Во избежание подобных гидроударов, являющихся причиной многочисленных поломок клапанов, в тех случаях, когда разность уровней превышает 3 метра, необходимо в нижней части каждой восходящей трубы устанавливать маслоподъемную петлю, а горизонтальные участки прокладывать с наклоном в направлении движения потока.

На выходе из испарителя может возникнуть еще одна проблема, если жидкость, находящаяся в застойной зоне, представляет собой смесь масла с хладагентом (для получения такой смеси достаточно совсем немного жидкого хладагента, вытекающего из испарителя в застойную зону при остановках компрессора).

В момент запуска резкое падение давления во всасывающей магистрали вызывает очень бурное вскипание смеси в результате испарения хладагента, растворенного в масле.

При кипении хладагент поглощает тепло!

Необходимое тепло в значительной степени отбирается от трубопровода, что приводит к резкому падению его температуры. Иногда такое заметное охлаждение трубопровода может дойти до термобаллона ТРВ (см. рис. 37.6).

Тогда в момент запуска термобаллон может среагировать на резкое падение температуры и, следовательно, обусловить *резкое закрытие ТРВ в особенно критический момент* (в момент запуска давление конденсации понижено, также как и производительность ТРВ, и для того, чтобы как можно лучше запитать испаритель, необходимо, *напротив*, полное открытие ТРВ).

Таким образом, ТРВ аномально закрывается, пропуская ничтожно малое количество жидкости, и *отключение компрессора предохранительным реле НД обеспечено* (неисправность легко обнаружить, дотронувшись до всасывающего трубопровода в месте установки термобаллона ТРВ).



Чтобы избежать таких проблем, настоятельно рекомендуется внизу любой восходящей магистрали всасывания, высота которой превышает 3 метра, устанавливать жидкостную ловушку (маслоподъемную петлю), и быть очень внимательным при прокладке трубопроводов, на которых будет установлен термобаллон, особенно тщательно соблюдая уклоны.

Мы уже увидели, что для обеспечения подъема масла по вертикальным участкам трубопроводов, скорость газа в них *постоянно должна быть выше 5 м/с*, какими бы ни были условия работы. Однако, если разность уровней (**высота Н** на рис. 37.7) превышает примерно **7,5 м**, проблема усложняется еще больше.

Начиная с этой высоты как на магистралях всасывания, так и на магистралях нагнетания, масляная пленка, поднимающаяся по стенкам трубопроводов, разрушается и отрывается от стенок, падая вниз под действием силы тяжести, *даже если скорость газа выше 5 м/с*.

Дополнительно к этому, при нормальной работе каждый погонный метр трубопровода содержит какое-то количество масла.

Но чем больше растет разность уровней, тем больше повышается длина трубы и тем больше возрастает содержание масла в этой трубе.

При большой разности уровней количество масла, стекающее вниз при каждой остановке компрессора, может *оказаться настолько значительным*, что полностью зальет маслоподъемную петлю, расположенную в нижней части восходящей трубы.

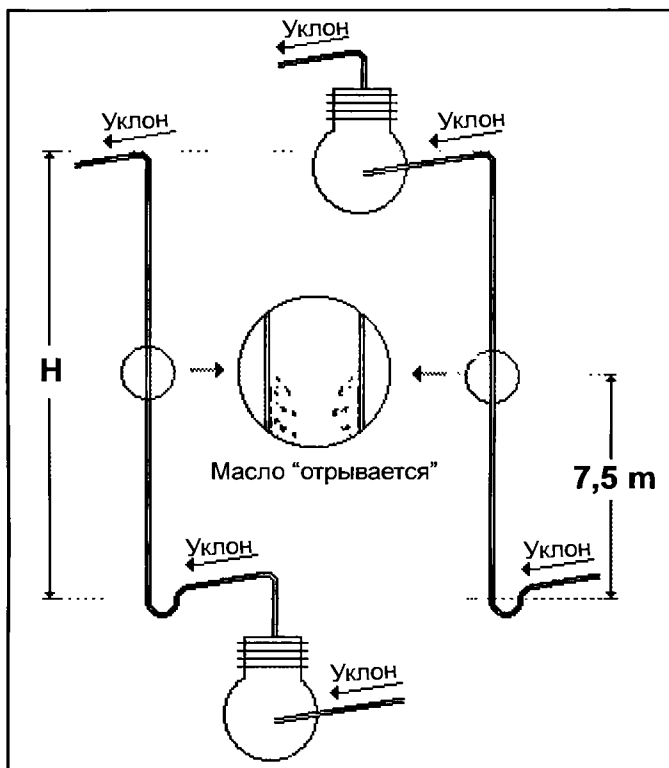


Рис. 37.7.

На восходящем трубопроводе нагнетания подобный наплыв масла при остановке компрессора создает опасность возврата масла в нагнетающую полость головки блока, если маслоподъемная петля окажется переполненной (см. рис. 37.8). Попадание масла в полость головки блока при очередном запуске компрессора может вызвать гидроудар, причем, если существует опасность конденсации хладагента внутри трубопровода во время остановки компрессора, ситуация еще более ухудшается.

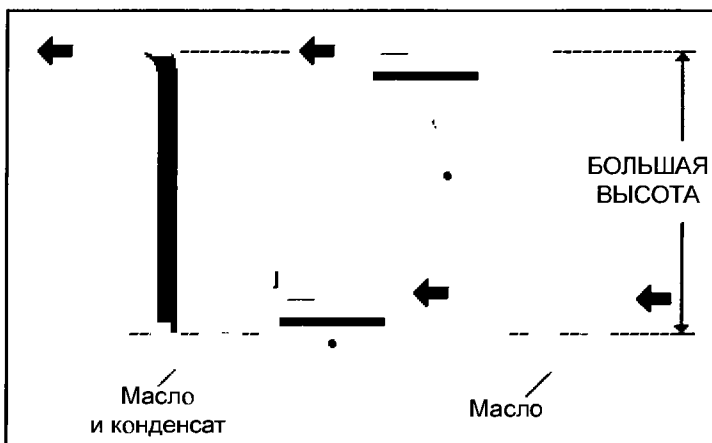


Рис. 37.8.

В восходящих трубопроводах всасывания, имеющих большую высоту, значительное количество масла, скапливающееся в маслоподъемной петле при остановке компрессора, во время очередного запуска может быть засосано в компрессор в виде масляной пробки и тоже привести к возникновению сильного гидроудара, смертельно опасного для клапанов (ситуация также может ухудшиться из-за натекания в маслоподъемную петлю хладагента, выходящего из испарителя).

Во избежание перечисленных неприятностей, способных спровоцировать серьезные механические повреждения компрессора, в том случае, когда разность уровней очень большая, маслоподъемные петли необходимо устанавливать не более, чем через каждые 7,5 метров восходящих трубопроводов как на всасывающей, так и на нагнетающей магистралях (см. рис. 37.9).

Такая конструкция позволяет маслу при работе установки подниматься от петли к петле и исключает возможность возврата масла из верхней маслоподъемной петли в нижнюю.

Во время остановки в каждой маслоподъемной петле масло накапливается в разумных пределах, не переполняя ее.

Заметим, что разность уровней более 30 м совершенно не рекомендуется, так как потери давления в трубопроводах такой высоты с 4-мя последовательно установленными маслоподъемными петлями становятся совершенно неприемлемыми (вообще говоря, всегда рекомендуется иметь как можно меньшую разность уровней).

Наконец, заметим, что установка маслоотделителя в нагнетающем трубопроводе компрессора (это техническое решение очень редко используется в воздушных кондиционерах) полностью не решает проблему возврата масла.

Действительно, даже тщательно подобранный и смонтированный маслоотделитель, несмотря ни на что, будет пропускать от 1 до 2% масла, выходящего из нагнетающей полости компрессора.

Следовательно, все равно нужно обеспечить возврат этого масла в компрессор, и описанные выше требования к подбору и прокладке трубопроводов остаются в силе и для установок, оснащенных маслоотделителями!

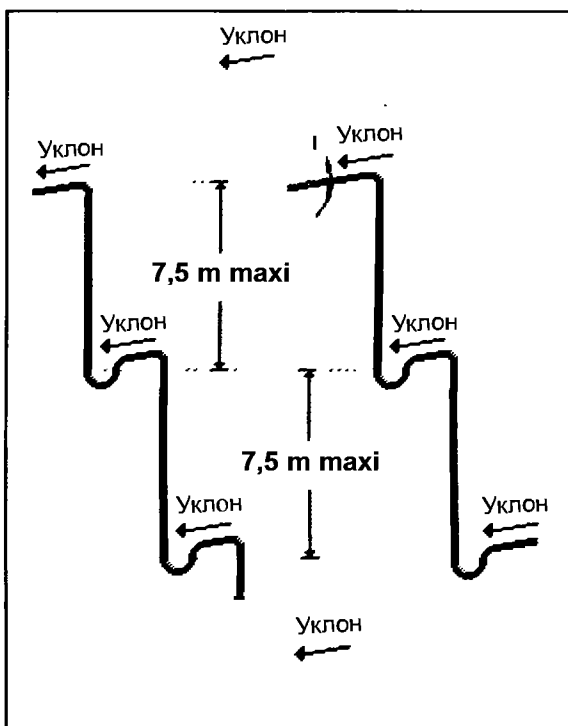


Рис. 37.9.

Д) Как изготовить маслоподъемную петлю!

Напомним, что маслоподъемная петля, обеспечивая улучшение процесса циркуляции масла в холодильном контуре, служит для удержания жидкости (масла или сконденсированного хладагента) в нижней части всех вертикальных трубопроводов, по которым хладагент циркулирует снизу вверх и длина которых превышает 3 метра.

Маслоподъемная петля не является емкостью для хранения жидкости и *очень важно, что ее размеры должны быть как можно меньше* с тем, чтобы уменьшить количество удерживаемой жидкости (место масла не в петле, а в картере компрессора) и избежать появления в контуре значительных масляных пробок, которые будут перемещаться по контуру (особенно во всасывающей магистрали компрессора).

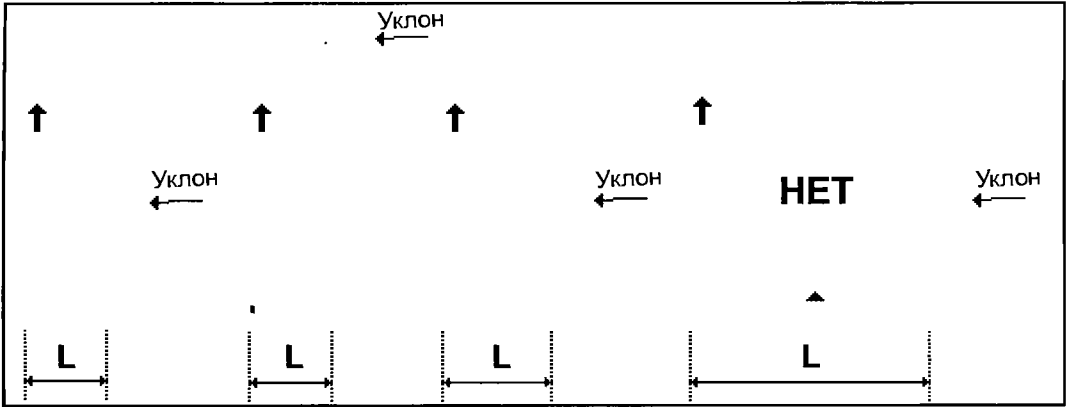


Рис. 37.10.

Чтобы изготовить маслоподъемную петлю, лучше всего использовать покупной U-образный патрубок, если это возможно (радиус закругления очень небольшой), или два 90-градусных угольника (но в любом случае сторона **L** должна быть как можно меньше, см. рис. 37.10).

Необходимо также всегда пунктуально соблюдать направление уклона (не менее 12 мм/м).

По мере накопления масла в маслоподъемной петле, его уровень поднимается, снижая проходное сечение для газа, что вызывает плавное повышение скорости газа.

Повышение скорости газа и его воздействие на поверхность масла способствуют разрушению этой поверхности (см. рис. 37.11) с образованием очень мелких капелек и увлечению масла в вертикальный трубопровод в виде масляного тумана и масляной пленки, которая продвигается вперед по длине стенок трубопровода в результате механического воздействия на нее проходящего газа (если его скорость не ниже 5 м/с).

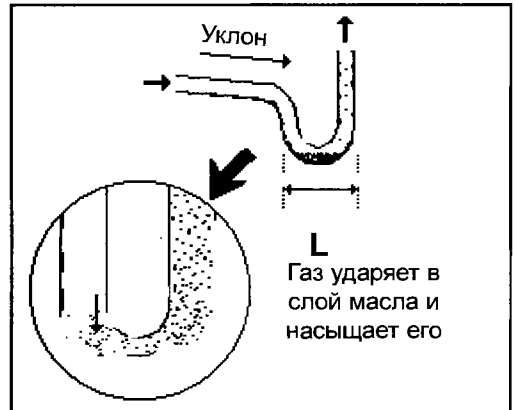


Рис. 37.11.

Е) Проблема установок с переменной холодопроизводительностью

Эта проблема относится к установкам, в которых в процессе эксплуатации расход хладагента в контуре может меняться, например, когда имеется несколько параллельно работающих компрессоров, или когда может меняться число оборотов компрессора, или если регулирование производительности осуществляется за счет исключения из работы отдельных цилиндров путем воздействия на всасывающие клапаны.

Действительно, если расход хладагента в контуре переменный и зависит от режима работы установки, скорость газа в трубопроводах также будет меняться.

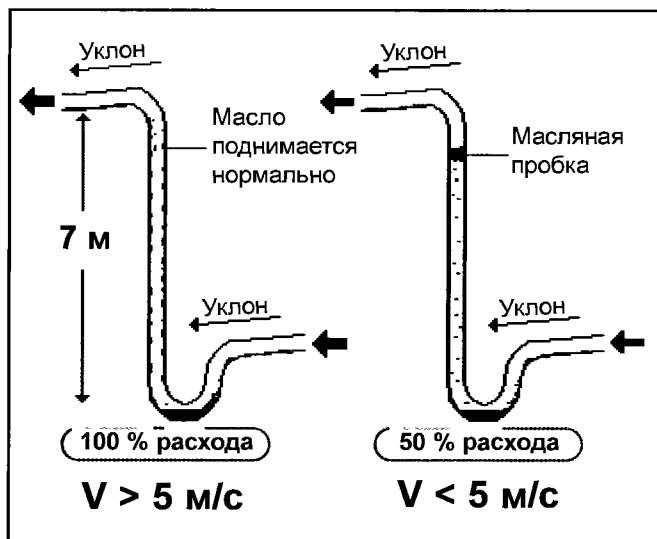


Рис. 37.12.

Для лучшего понимания рассмотрим в качестве примера установку, оборудованную двумя одинаковыми компрессорами, смонтированными в параллель, то есть установку с двумя ступенями мощности (100% или 50%).

Допустим, что диаметр восходящей магистрали этой установки с длиной 7 м был выбран из условия, чтобы при работе обоих компрессоров (при 100% расхода хладагента) скорость газового потока в магистрали была равна 6 м/с (см. рис. 37.12).

При полной мощности скорость газа выше 5 м/с и масло поднимается вполне нормально.

Однако, когда один из двух компрессоров остановлен, расход хладагента вполнину уменьшается и падает примерно до 50% полного расхода.

Поскольку диаметр трубы остался прежним, скорость газа в вертикальной трубе упадет примерно до 3 м/с, что не позволит маслу подниматься надлежащим образом.

Масло начнет накапливаться в маслоподъемной петле, закупоривая проходное сечение так, как если бы труба перекрывалась постепенно закрывающимся краном.

Разность давлений с одной и с другой стороны петли будет при этом обуславливать периодический подъем в трубе масляной пробки со всеми вытекающими из этого нежелательными последствиями, главным образом, если речь идет о всасывающей магистрали компрессора (опасность гидроудара, особенно на запуске).



Когда установка имеет несколько ступеней производительности, обуславливающих изменение расхода, диаметр трубопроводов, в которых хладагент циркулирует снизу вверх, должен подбираться таким образом, чтобы обеспечить минимальную скорость газа не ниже 5 м/с при наименьшем расходе хладагента.

Однако в дальнейшем потребуется обеспечить более *высокий расход*, когда установка начнет работать на 100% мощности. При этом нужно обеспечить следующие условия:

- ▶ Полные потери давления в трубопроводах (длина вертикальных участков + длина горизонтальных участков + местные сопротивления) не должны быть слишком высокими, то есть не выше перепада, эквивалентного падению температуры примерно на 1К, как для магистралей всасывания, так и нагнетания.
- ▶ Скорость газа никогда не должна превышать 20 м/с, так как это создает опасность возникновения в трубопроводах очень сильного шума.

Если диаметр трубопровода, выбранный исходя из условия обеспечения минимальной скорости газового потока не ниже 5 м/с при наименьшей мощности, *становится слишком малым* и приводит к значительным потерям давления при работе на полной мощности, возникает необходимость использования сдвоенных трубопроводов с тем, чтобы обеспечить бесперебойный подъем масла *при любых условиях работы и при любом расходе хладагента*.

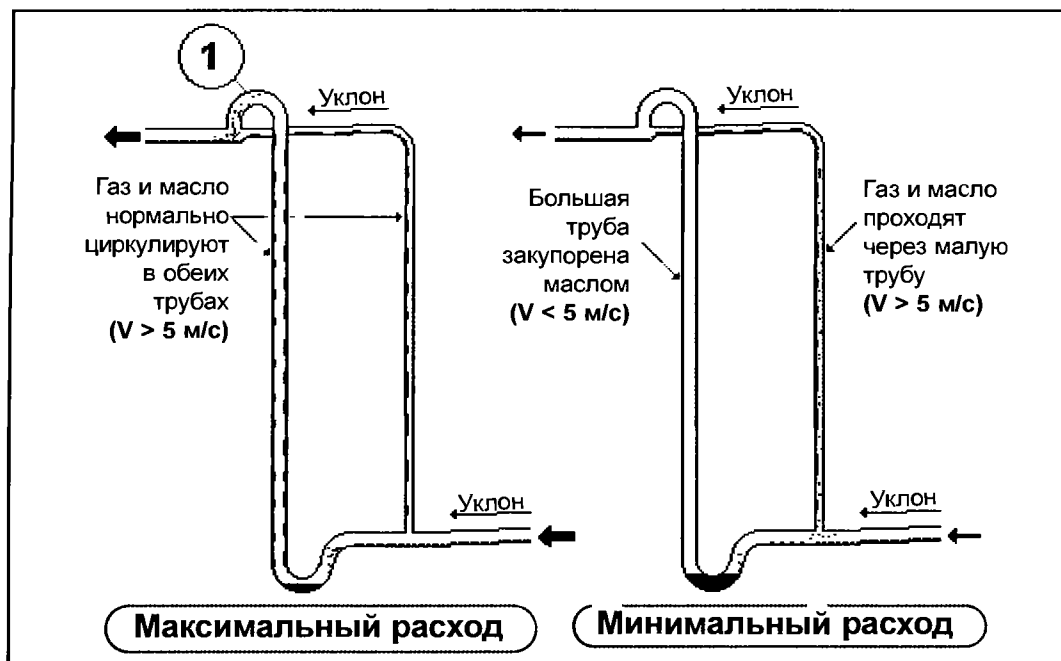


Рис. 37.13.

При монтаже сдвоенных трубопроводов (см. рис. 37.13) диаметр малой трубы выбирается из условия обеспечения в ней скорости выше 5 м/с для минимального расхода хладагента.

Диаметр большой трубы выбирается таким образом, чтобы в обеих трубах скорость газового потока была выше 5 м/с (но ниже 20 м/с) при работе установки на полной мощности.

Действительно, при пониженной мощности скорость газа в обеих трубах настолько мала, что масло не может подниматься и накапливаться в маслоподъемной петле вплоть до полного перекрытия большой трубы.

С этого момента газ начинает проходить через малую трубу со скоростью, достаточной для нормального подъема масла.

Обратная петля в верхней части трубопровода (поз. 1 на рис. 37.13) предотвращает проход масла, поднявшегося по малой трубе, в большую трубу.

Когда мощность установки возрастет, повышение расхода хладагента протолкнет масло, собравшееся в ловушке, и газ вновь начнет циркулировать по обеим трубам.

Еще раз напомним, что емкость маслоподъемной петли должна быть как можно меньше, чтобы избежать прохождения больших масляных пробок в момент, когда петля опорожняется, особенно на всасывающей магистрали компрессора.



Когда разность уровней большая, нужно устанавливать сдвоенные трубопроводы на каждом участке длиной не более 7,5 м, тщательно соблюдая изложенные выше требования и направления уклонов.

Тем не менее, несмотря на все, можно столкнуться с проблемой понижения уровня масла в картере компрессора установок с переменным расходом хладагента, даже если выбор диаметров и прокладка трубопроводов произведены по всем правилам. Чтобы понять причину этого явления, рассмотрим в качестве примера 6-цилиндровый компрессор с тремя ступенями производительности (100%, 66%, и 33%), обеспечиваемыми изменением числа действующих цилиндров, **который расположен над испарителем.**

Допустим, что при максимальной мощности (100%, задействовано 6 цилиндров) через нагнетающую магистраль компрессора вместе с хладагентом *выходит* 1,5 литра масла в час. Поскольку конструкция установки и ее монтаж выполнены по всем правилам, вместе с хладагентом в компрессор возвращается такое же количество масла (то есть 1,5 л/час) и уровень масла по указателю уровня (см. рис. 37.14) находится в норме.



Рис. 37.14.

В какой-то момент температура в охлаждаемом объеме падает и система регулирования снижает производительность компрессора до 66% от номинала, исключая из работы 2 цилиндра (1 блок). Всасываемое компрессором количество хладагента уменьшается и расход через компрессор падает до 66%.

Но каждый килограмм приходящего в компрессор хладагента может содержать только строго определенное количество масла, которое не зависит от расхода, следовательно приход масла тоже упадет пропорционально падению расхода, то есть до 66% или, примерно, до 1 л/час (также, как и расход масла из компрессора).

Следовательно, через всасывающую магистраль в компрессор будет поступать с этого момента только 1 л/час масла, в то время как перед этим через магистраль нагнетания уходило 1,5 л/час. Это значит, что количество масла, эквивалентное расходу 0,5 л/час, остается в контуре!

Если компрессор расположен над испарителем, масло не может возвратиться в картер под действием силы тяжести.

Следовательно, количество масла, эквивалентное расходу 0,5 л/час, остается в контуре, главным образом, в испарителе, где падение температуры приводит к разделению масла и хладагента, и уровень масла в компрессоре падает (см. рис. 37.15).

Если же система регулирования переводит компрессор на уровень 33% производительности, повторится точно такая же картина, поскольку расход хладагента станет еще меньше и будет уносить из компрессора еще меньше масла, однако и *поступление масла во всасывающий патрубок тоже уменьшится.*



Рис. 37.15.

В результате, в контуре опять останется количество масла, эквивалентное его расходу 0,5 л/час, и уровень масла в картере вновь понизится (см. рис. 37.16).

Таким образом, если компрессор будет работать с мощностью 33 % от номинала, количества масла, оставшегося в испарителе, окажется достаточным, чтобы уровень масла в картере заметно понизился.

В этот момент, если задающий термостат отключит компрессор, ничто больше не позволит маслу, находящемуся в испарителе, возвратиться в картер.

При последующем запуске такая же картина будет повторяться всякий раз, когда компрессор будет переходить на режим пониженной производительности, а опасность понижения уровня масла будет еще более значительной вплоть до того, что обусловит либо серьезную механическую аварию из-за плохой смазки, либо отключение компрессора датчиком давления масла (если он существует), либо прохождение во всасывающую магистраль огромной масляной пробки (губительной для клапанов всасывания вследствие сильного гидроудара), если испаритель окажется слишком переполненным маслом.

Во избежание перечисленных явлений необходимо перед каждой остановкой компрессора по команде от регулятора каждый раз возвращать накопившееся в испарителе масло с тем, чтобы подготовиться к последующему запуску.

Для этого остановки компрессора должны обязательно производиться с использованием метода предварительного вакуумирования (см. раздел 29. "Остановка холодильных компрессоров").

Замечание. В каждой маслоподъемной петле всегда остается более или менее значительное количество масла. Поэтому при первом запуске вновь собранной установки с большим числом петель считается допустимым понижение уровня масла в компрессоре.

Следовательно, необходимо будет очень внимательно следить за положением уровня масла и при необходимости долить масла в картер.

Можно также перед запуском установки предварительно заполнить маслоподъемные петли тем же маслом, что используется для смазки компрессоров.



ВНИМАНИЕ. Постепенное исключение из обращения хлорфторуглеродов ХФУ или CFC (R12, R502...) и появление новых хладагентов серии фторуглеродов ГФУ или HFC (R134a, R404A, R407C, R410A...) с эфирными маслами вместо минеральных, приводит к возникновению новых проблем в вопросах возврата масла (см. раздел 56. "Проблемы, возникшие с появлением новых хладагентов").



Анализ работы реле контроля давления масла см. в разделе 101. "Реле контроля давления масла".

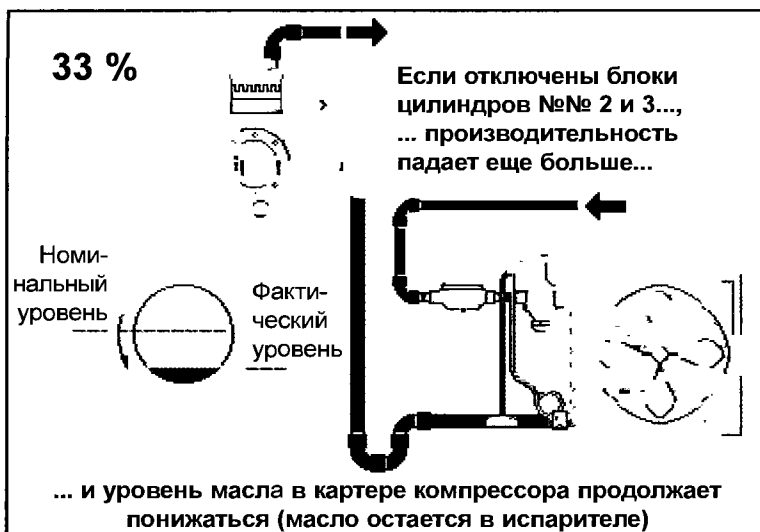


Рис. 37.16.

38. УПРАЖНЕНИЕ. НАБОР ИЗ 12 ОШИБОК

Попробуйте отыскать по меньшей мере 12 ошибок в конструкции или монтаже, которые вкрались в принципиальную схему на рис. 38.1, изображающую холодильную установку с прямым циклом расширения, конденсатором с воздушным охлаждением и компрессором с тремя ступенями мощности (33, 66 и 100 %).

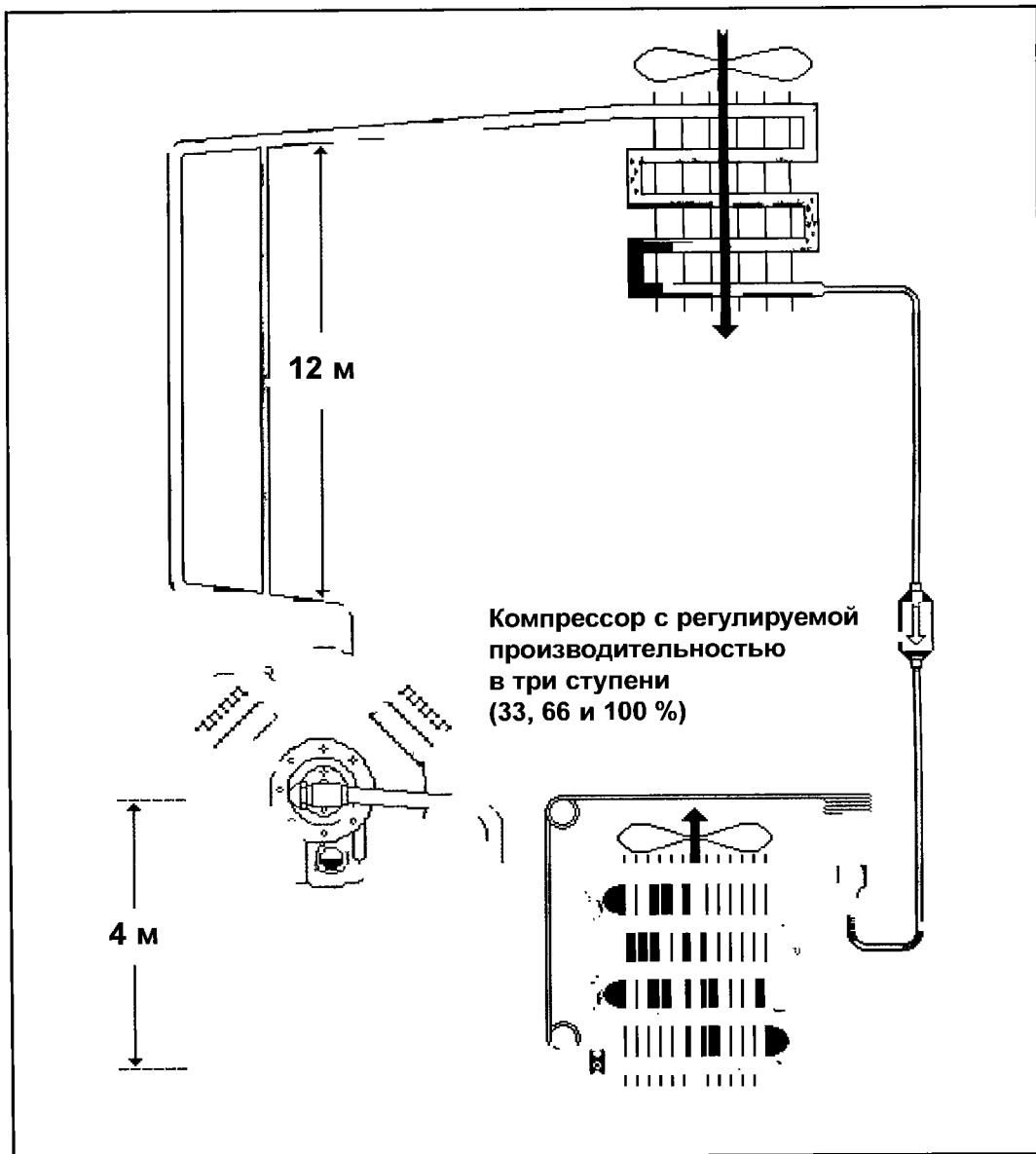


Рис. 38.1.

Перед тем, как ознакомиться с ответом, попробуйте отыскать как можно больше ошибок.

Ошибка № 1 :

Ошибка № 2 :

Ошибка № 3:

Ошибка № 4:

Ошибка № 5:

Ошибка № 6:

Ошибка № 7:

Ошибка № 8:

Ошибка № 9:

Ошибка № 10:

Ошибка № 11:

Ошибка № 12:

39. НАБОР ИЗ 12 ОШИБОК: РЕШЕНИЕ

Теперь исправим 12 серьезных ошибок конструкции и сборки, которые некстати вкрались в схему на рис. 38.1 (для детального объяснения большинства из них см. предыдущий раздел).

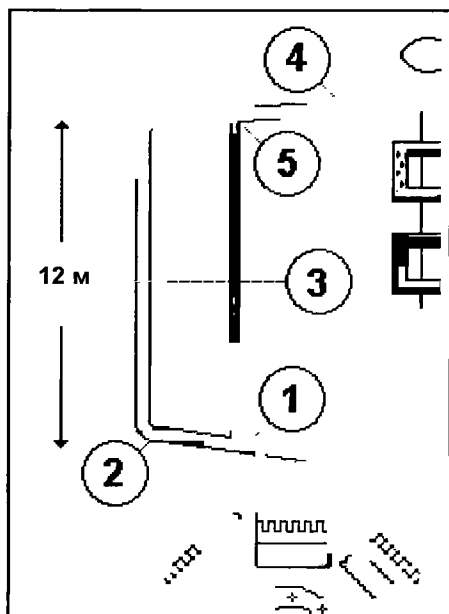


Рис. 39.1.

Ошибка №1. На выходе из компрессора имеется опасный контруклон (см. поз. 1 на рис. 39.1). Напомним, что обязательным требованием при прокладке трубопроводов всасывания и нагнетания является всегда уклон (не меньше 12 мм/м) трубопроводов в направлении движения потока, как указано на поз. 1' (рис. 39.2).

Ошибка №2. Разность уровней больше 3 метров, поэтому в нижней части восходящей магистрали (поз. 2) необходимо установить маслоподъемную петлю (поз. 2').

Ошибка №3. Разность уровней больше 7,5 м, поэтому для обеспечения подъема масла на такую высоту необходимо установить промежуточную маслоподъемную петлю (поз. 3').

Ошибка №4. В верхней части восходящей магистрали присутствует опасный контруклон от конденсатора к компрессору (поз. 4) вместо плавного наклона к конденсатору, как указано на поз. 4'.

Ошибка №5. Если восходящая магистраль выполнена в виде сдвоенных трубопроводов, она должна быть изготовлена таким образом, чтобы предотвращать возможность возврата масла, поднимаясь по одной из труб, через другую трубку при любых условиях работы и особенно при снижении расхода.

В примере на рис. 39.1 (поз. 5) это требование нарушено и соединение труб выполнено с ошибкой.

Поз. 5' на рис. 39.2 показывает два возможных варианта, которые позволяют исключить угрозу возврата масла при соединении двух труб.

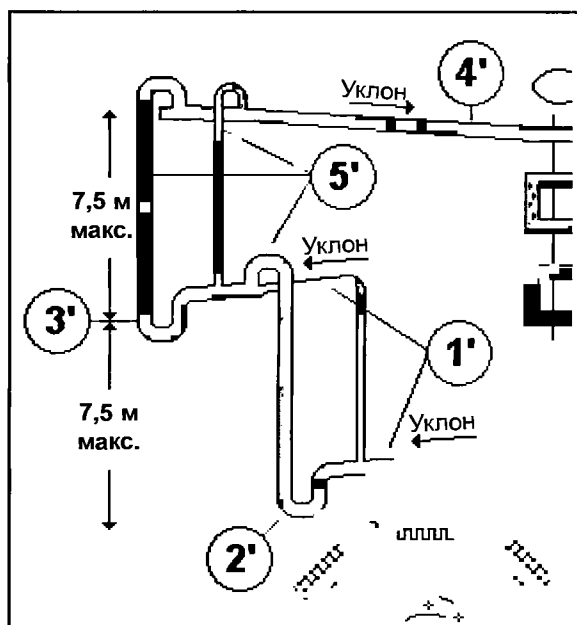


Рис. 39.2.

Ошибка №6. Вентилятор конденсатора должен вращаться в направлении, обратном тому, которое показано на рис. 39.3, поз. 6.

Действительно, под действием силы тяжести жидкий хладагент находится в нижней части конденсатора. Однако температура воздуха, охлаждающего низ конденсатора (и обеспечивающего переохлаждение жидкости) будет меньше, если воздух будет проходить через конденсатор не сверху вниз, как на рис. 39.3, поз. 6, поскольку он, пройдя верх конденсатора, уже нагреется, а снизу вверх, как показано на рис. 39.4, поз. 6'.

По этой причине направление движения воздуха 6' позволяет обеспечить лучшее переохлаждение сконденсировавшейся жидкости и, следовательно, повысить холодопроизводительность КПП, тем более, что в этом случае улучшается теплообмен, поскольку воздух и хладагент двигаются навстречу друг другу (принцип противотока).

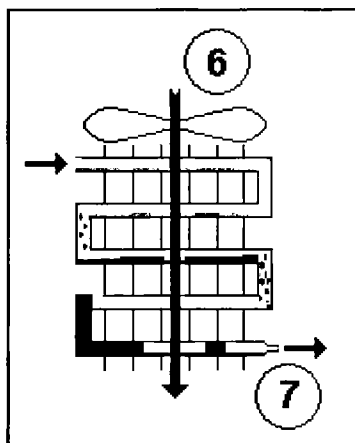


Рис. 39.3.

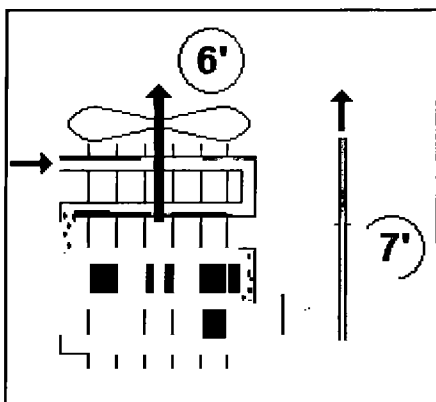


Рис. 39.4.

Ошибка №7. Используемый в установке компрессор располагает 3-мя ступенями мощности, поэтому количество циркулирующего в установке хладагента при самой низкой мощности примерно в 3 раза меньше, чем при 100%-ной мощности.

Но при мощности установки в 33% от номинала, “излишек” хладагента, перестающий циркулировать, обязательно будет находиться в конденсаторе (а в каком другом месте он может быть?).

Такое накопление жидкости в конденсаторе будет вызывать заметное снижение теплообменной поверхности и, следовательно, холодопроизводительности с последствиями, которые чреваты отключением компрессора предохранительным реле ВД.

Наиболее простым решением этой проблемы, как и любой проблемы, обусловленной большими изменениями расхода хладагента в контуре, является установка на выходе из конденсатора жидкостного ресивера (поз. 7 на рис. 39.4), который служит буферной емкостью (см. раздел 16. “Проблема заправки хладагентом”).

Однако заметим, что некоторые разработчики холодильных установок предпочитают сознательно с самого начала использовать переразмеренный конденсатор, лишь бы избежать применения жидкостного ресивера.

Основным преимуществом этого переразмеривания является постоянное наличие значительного количества жидкости в нижней части конденсатора (зона А на рис. 39.5), что позволяет достичь превосходного переохлаждения.

Отличное переохлаждение позволяет не только повысить холодопроизводительность, но и одновременно исключить опасность внезапного вскипания жидкого хладагента при сложной конструкции жидкостной магистрали (большая длина трубопровода, значительная разность уровней для конденсатора, расположенного под испарителем...).

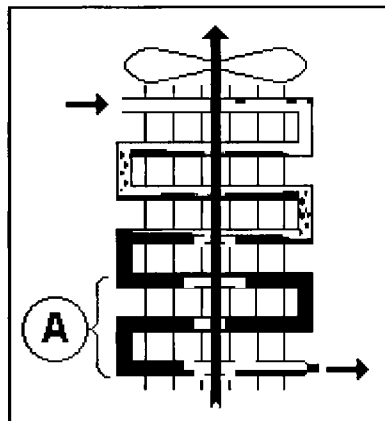


Рис. 39.5.

Ошибка №8. Поскольку компрессор имеет возможность 3-ступенчатого снижения производительности, расход хладагента может сильно меняться и количество масла, остающегося в испарителе при работе на 33%-ной производительности, может оказаться относительно высоким.

Кроме того, в схеме на рис. 38.1 испаритель расположен под компрессором, что делает проблему возврата масла в данной установке действительно очень серьезной.

Чтобы избежать опасности накопления масла в испарителе и возникновения механических поломок, необходимо при каждой остановке компрессора возвращать масло в его картер, следовательно, каждую остановку по команде от регулятора нужно выполнять с предварительным вакуумированием.

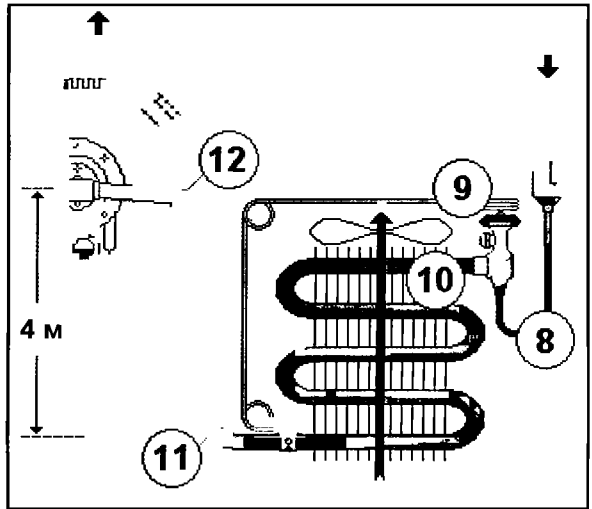


Рис. 39.6.

Однако такая операция требует, чтобы на жидкостной магистрали, как можно ближе к ТРВ, был установлен электроклапан (см. поз. 8' на рис. 39.7).

Ошибки №9 и №10. Производительность компрессора может иметь 3 ступени, снижаясь от 100 до 33%. Это обстоятельство позволяет предполагать, что его электрическая мощность имеет порядок нескольких десятков киловатт.

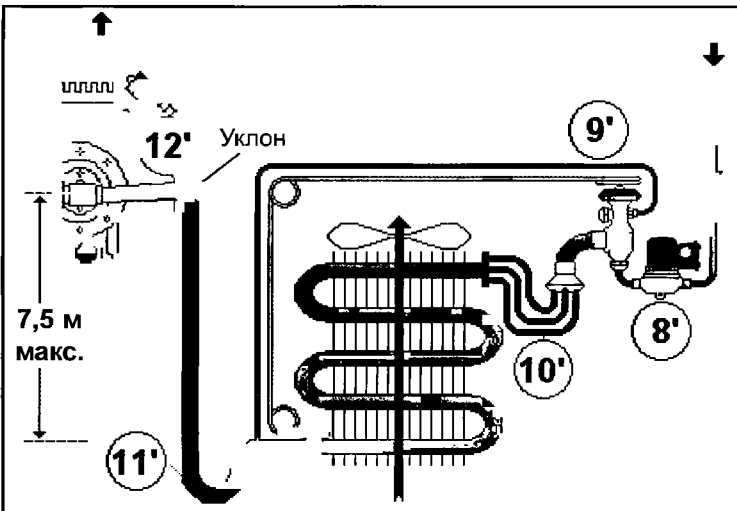


Рис. 39.7.

Как следствие, холодопроизводительность испарителя будет достаточно значительной для того, чтобы он был составлен из нескольких секций, запитываемых при помощи распределителя жидкости, как показано на рис. 39.7, поз. 10'.

Однако высокая холодопроизводительность испарителя и его запитка с помощью распределителя жидкости дает основание предполагать возможность значительных потерь давления, поэтому в данном случае крайне необходимо использовать термостатический ТРВ с внешним уравниванием давления, как показано на рис. 39.7, поз. 9'.

Ошибки № 11 и № 12. Разность уровней между испарителем и компрессором более 3 метров, поэтому в нижней части (см. поз.11 на рис. 39.6) восходящей трубы необходимо смонтировать маслоподъемную петлю (см. поз. 11' на рис. 39.7).

Наконец, на входе в компрессор (поз. 12 на рис. 39.6) имеется недопустимый контруклон, поэтому необходимо, чтобы всасывающий патрубок был наклонен к компрессору так, как это показано на рис. 39.7, поз. 12'.

40. КАК НА ОЩУПЬ ОЦЕНИВАТЬ ТЕМПЕРАТУРУ?

Предметом рассмотрения настоящего раздела являются *преимущества и ограничения* оценки порядка величины температуры трубопроводов холодильных установок с помощью *хорошо знакомого холодильщикам-практикам приема*, заключающегося в простом ощупывании трубопроводов (см. также раздел 84 "Контроль работы агрегата по производству ледяной воды ощупыванием").

А) Общие соображения по поводу ощупывания трубопроводов

Если техника *оценки порядка температуры на ощупь* хорошо усвоена и понятна, в сочетании с показаниями манометров ВД и НД она может позволить сэкономить драгоценное время, облегчая диагностику очень многих неисправностей в холодильных установках.

Вначале нужно усвоить, что температура ладони может меняться в общем случае от 28°C до 34°C (в зависимости от индивидуума, окружающей температуры, состояния здоровья...), однако, наиболее часто, она находится в пределах 30...33°C (см. рис. 40.1).



Ваши собственный уровень вы сможете точно установить измерением температуры вашей ладони с помощью высококачественного, надежно оттарированного термометра.

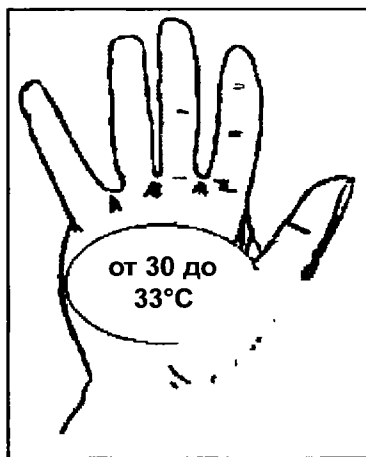


Рис. 40.1.

Заметим, что температура вашей руки может слегка изменяться в разное время года и в зависимости от состояния вашего здоровья. Поэтому не стесняйтесь регулярно ее проверять.

Б) Оценка переохлаждения на ощупь

Холодильные установки, как в торговом оборудовании, так и в кондиционерах, оборудованные конденсаторами с воздушным охлаждением, работают в большинстве своем с температурой конденсации, при нормальных условиях, расположенной в диапазоне от 40 до 45°C.

от 35 до 40°C

➔ Жидкость

Рис. 40.2.

Допустим, что обычная величина переохлаждения составляет около 5К, и получим температуру жидкости, измеренную на выходе из конденсатора, зачастую находящуюся в диапазоне от 35 до 40°C.

Небольшая разница, которая при этом существует между температурой жидкости на выходе из конденсатора (35...40°C) и температурой руки (30...33°C), может позволить

путем легкого обхвата трубопровода рукой (см. рис. 40.2) очень быстро и с хорошей точностью оценить величину переохлаждения жидкости.

Для того, чтобы лучше усвоить этот прием, возьмем в качестве примера ремонтника, температура руки которого равна 31°C , дотрагивающегося до патрубка отвода жидкости.

Если он при этом обжигается и не может держать руку на трубке (см. рис. 40.3), это обычно означает, что температура гораздо выше 45°C и ее оценка на ощупь почти невозможна.

Чтобы избежать ожога, нужно перед тем, как свободно положить руку сверху на трубку, слегка хлопнуть ею по трубке (температура нагнетающего патрубка может превышать 80°C).

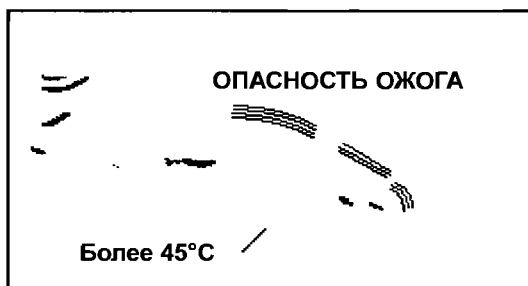


Рис. 40.3.

С другой стороны, если наш ремонтник испытывает легкое ощущение тепла, это означает, что температура трубопровода выше 31°C (температура его руки), причем, чем выше температура, тем сильнее ощущение тепла.

И При легком обхватывании можно оценить температуру трубы между 30 и 40°C с точностью до градуса.

Оценив температуру жидкости на выходе из конденсатора, ремонтнику достаточно взглянуть на манометр, показывающий давление (а следовательно, и температуру) конденсации, чтобы мгновенно оценить переохлаждение.

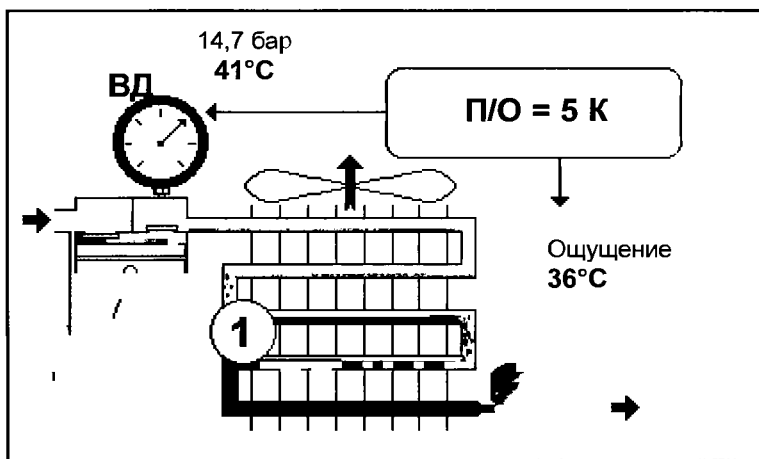


Рис. 40.4.

Например, допустим, что опытный ремонтник, дотронувшись до трубопровода отвода жидкости из конденсатора, ощущает легкое чувство тепла и делает на этом основании вывод о том, что температура жидкости, выходящей из конденсатора, около 36°C .

Если при этом манометр нагнетания (ВД) показывает давление 14,7 бара (что соответствует для R22 температуре конденсации 41°C), наш ремонтник тотчас же может заключить, что переохлаждение составляет $41 - 36 = 5\text{K}$ и сделать из этого соответствующие выводы (см. рис. 40.4).

Заметим, что вся центральная зона конденсатора (поз. 1 на рис. 40.4) содержит смесь жидкости и пара при температуре конденсации (в нашем случае 41°C).

И В крайнем случае ремонтник может грубо оценить переохлаждение просто дотронувшись вначале до изгибов (калачей) в центральной зоне конденсатора, а затем до отводящего патрубка, даже если манометр ВД отсутствует.

Внимание! Для надежной диагностики необходимо, чтобы значения температуры и давления были установившимися. Поэтому измерения температуры с помощью термометра или ее оценка на ощупь не должны производиться, если установка только что включилась.

В) Оценка разности температур

Определение разности температур между двумя точками безусловно есть одна из наиболее часто используемых операций техники оценки температур на ощупь.

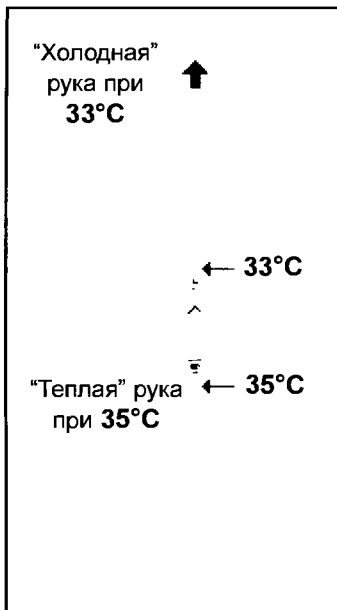


Рис. 40.5.

Результаты такой оценки тем надежнее, чем больше разность температур (разность более 4К как правило легко выявляется ощупыванием двумя руками).

Хотя небольшие разности оценивать труднее, тем не менее, разница порядка 2К также может быть обнаружена с хорошей достоверностью благодаря специальной технике ощупывания.

Для лучшего понимания этой техники возьмем в качестве примера случай, когда ремонтник пытается проверить фильтр-осушитель, находящийся в самом начале процесса засорения, в результате чего на нем образовался слабый перепад температур в 2К (на входе жидкость имеет температуру 35°C).

Если наш ремонтник будет достаточно долго зажимать трубки на входе и выходе влагоотделителя обеими руками (не менее десяти секунд), температура каждой из ладоней сравняется с соответствующей температурой трубок (см. рис. 40.5).

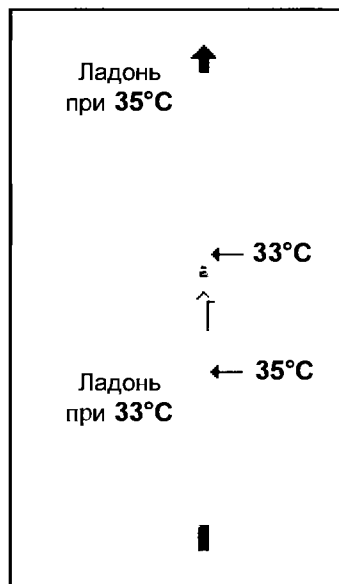


Рис. 40.6.

В результате его мозг регистрирует ощущение “горячей” левой руки и “холодной” правой.

Быстро поменяв руки крест накрест (“холодную” руку при 33°C на трубу при 35°C и “горячую руку” при 35°C на трубу при 33°C) он получит ощущение разности в 2 К от каждой руки, что эквивалентно искусственному удвоению ощущения (см. рис. 40.6).



Такая техника может сослужить хорошую службу, поскольку позволяет, усиливая получаемые при ощупывании ощущения, обнаруживать с неплохой достоверностью даже относительно небольшие разности температур.

Г) Оценка температуры ниже, чем температура руки

Если ремонтник при ощупывании трубопровода не чувствует ни тепла, ни холода, это значит, что температура трубы примерно такая же, как температура руки.

Напротив, если труба более холодная, чем рука (однако, без обледенения), он почувствует охлаждение, причем тем большее, чем ниже будет температура трубы.

Вообще говоря, оценить температуру трубы на ощупь, если она холоднее, чем рука, довольно трудно, особенно, когда эта разность велика (см. рис. 40.7).

В этом случае для оценки температуры в помощь ремонтнику также используется специальная техника ощупывания, особенно когда окружающая температура ниже температуры руки (наиболее частый случай).

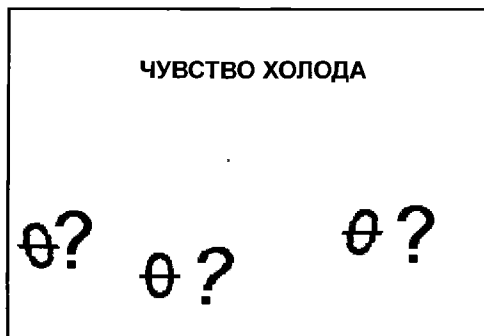


Рис. 40.7.

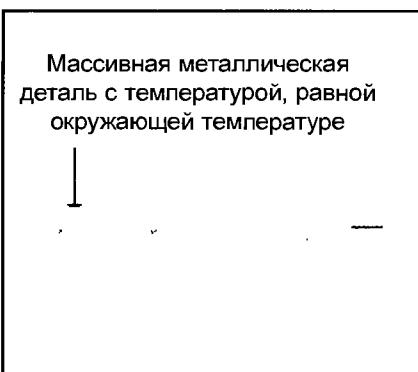


Рис. 40.8.

Эта техника состоит в том, чтобы *вначале* дотронуться до какой-нибудь расположенной поблизости массивной металлической детали (например, станина компрессора или металлический шкаф), которая обязательно должна иметь такую же температуру, как окружающая температура (следовательно, ни горячее, ни холоднее, см. рис. 40.8). Далее нужно подождать несколько секунд, чтобы дать возможность мозгу “зарегистрировать” соответствующее ощущение. *Затем ремонтник должен быстро* прикоснуться к трубопроводу, температуру которого он желает оценить. Сравнив два ощупывания, можно тотчас же соотнести температуру трубы с окружающей температурой (такая же, более теплая, менее теплая, гораздо менее теплая...).

Заметим также, что для уточнения разницы между температурой трубы и температурой окружающей среды может иногда использоваться техника сравнения, описанная выше.

Если труба обледенела, можно заключить, что ее температура ниже 0°C (посмотрите на выход из ТРВ, особенно в кондиционерах). Если иней рыхлый на вид и быстро осыпается при постукивании по трубе пальцем, температура достаточно близка к 0°C. В противном случае, для определения температуры лучше использовать термометр.



ВНИМАНИЕ! Если ваша рука с температурой +30°C дотрагивается до трубы с температурой -20°C (перепад = 50К), вы почувствуете такое же ощущение ожога, как при погружении руки с температурой +30°C в воду с температурой +80°C (тот же перепад в 50К).

В заключение отметим, что техника определения температуры на ощупь должна рассматриваться как вспомогательная, позволяющая в некоторых случаях быстро оценить переохлаждение или перегрев с целью выигрыша во времени при диагностировании неисправностей. Как любая техника каких-либо действий, она требует упражнений и тренировок, чтобы быть эффективной. Однако она ни в коем случае не может заменить правильное использование высококачественных термометров.

41. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА

При контроле работы или связи с необходимостью подтверждения диагноза неисправности часто возникает потребность в измерении расхода воздуха как через конденсатор, так и через испаритель (*измерение расхода воды см. в разделе 86*).

Наиболее простым прибором, позволяющим выполнить эту операцию, является анемометр с крыльчаткой, оснащенный механическим или электрическим преобразователем. В любом случае, существенным условием выполнения измерений является скрупулезное соблюдение рекомендаций разработчика этого прибора.

Каким бы ни был преобразователь прибора, напомним, что крыльчатка анемометра для получения точного результата во время всего периода измерения должна оставаться *строго перпендикулярной* продольной оси батареи и *быть вплотную прижатой* к ней (см. рис. 41.1).

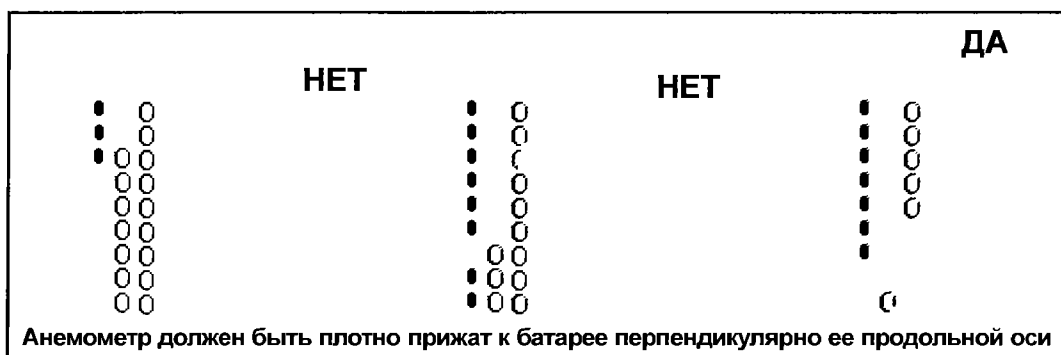


Рис. 41.1.

Более того, если площадь сечения выходящей воздушной струи достаточно велика, скорость воздуха внизу, вверху и в центре батареи может сильно различаться (скорость может меняться вдвое).

В этом случае иногда используют такой способ измерения, который заключается в осуществлении сканирования анемометром перед батареей, однако этот способ приводит к большой потере точности измерения, поскольку при перемещении анемометра трудно сохранять все время его перпендикулярность к продольной оси батареи и обеспечить плотное прижатие (см. рис. 41.2).

Более того, этот способ может в той или иной мере содействовать появлению зон, в которых скорость будет сильно отличаться от средней скорости, что делает конечный результат измерений довольно приблизительным.

По этим причинам способ измерения путем сканирования не рекомендуется и при необходимости может быть использован с обеспечением достаточной точности только для небольших батарей.

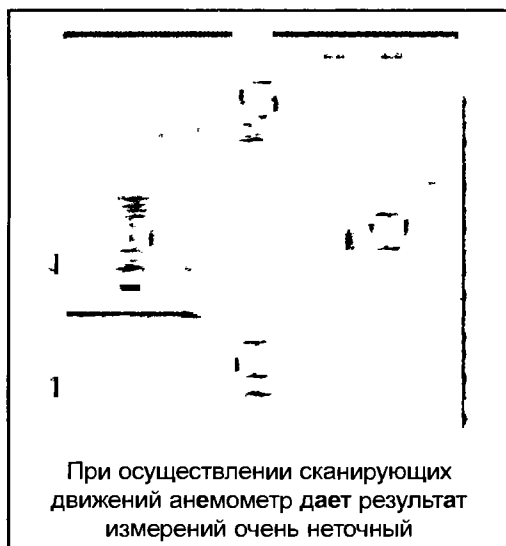


Рис. 41.2.

Когда площадь батареи становится значительной, предпочтительно мысленно разделить ее на некоторое число элементарных поверхностей, каждая из которых примерно соответствует площади сечения крыльчатки прибора. Например, мы разделим площадь батареи на 9 участков так, как это показано на рис. 41.3. Тогда, измеряя скорость воздуха в каждом из этих участков и производя осреднение получаемых результатов, мы будем знать среднюю скорость воздуха vm , проходящего через батарею (в м/с). В данном примере мы имеем:

$$vm \text{ (м/с)} = \frac{v_1 + v_2 + \dots + v_8 + v_9}{9}$$

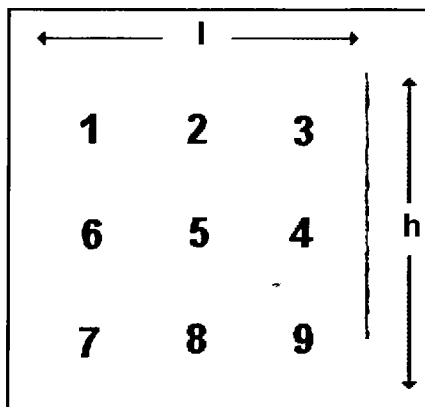


Рис. 41.3.

После этого нам останется только измерить размеры батареи (ширину l и высоту h), чтобы рассчитать объемный расход воздуха Qv в m^3/c :

$$Qv \text{ (м}^3\text{/с)} = vm \text{ (м/с)} \times l \text{ (м)} \times h \text{ (м)}$$

Умножим на 3600 расход в м/с и получим расход в $m^3/час$:

$$Qv \text{ (м}^3\text{/ч)} = Qv \text{ (м}^3\text{/с)} \times 3600$$

Тогда ремонтнику нужно лишь сравнить полученный результат со значением номинального расхода и потом осмыслить данные сравнения.

Методика измерения. Представим себе, что счетчик анемометра в момент времени 0 показывает 115 м перед началом измерений (*показания счетчика могут быть произвольными и совсем не обязательно выставлять циферблат счетчика на 0, поскольку это достаточно долго и бесполезно*). Для измерения определяют временной интервал замера, например, 20 секунд.

Счетчик анемометра отключают от крыльчатки и помещают анемометр на батарею в положение 1 (см. схему на рис. 41.3). Когда крыльчатка наберет скорость, включают анемометр таким образом, чтобы одновременно запустить и счетчик и хронометр. Когда хронометр покажет 20 секунд, быстро перемещают анемометр в положение 2, через 40 секунд – в положение 3, через 60 – в положение 4 и так далее.

По истечении 180 секунд (9 измерений по 20 секунд каждое) анемометр выключают, блокируя показания счетчика и хронометра. В этот момент, если счетчик показывает, например, 601 м, это значит, что он набрал $601 - 115 = 486$ м за 180 секунд, следовательно средняя скорость составляет $486/180 = 2,7$ м/с.

Если $l = 60$ см, а $h = 65$ см, часовой расход будет $2,7 \times 0,6 \times 0,65 \times 3600 = 3790$ $m^3/час$.

Примечание. Внимательно проверяйте расчет на предмет выявления возможных ошибок и следите за порядком получаемой величины. Например, для такой небольшой батареи с размерами 60 x 65 см было бы действительно странным получить крошечный расход в 379 $m^3/час$ или огромный расход в 37900 $m^3/час$.



В установках искусственного климата можно приближенно считать, что расход воздуха через испаритель по порядку величины должен соответствовать примерно 700 $m^3/час$ на каждый киловатт мощности компрессора.

Так, кондиционер, оборудованный компрессором мощностью 5 кВт, должен иметь расход воздуха через испаритель около 3500 $m^3/час$. Конечно, это очень приблизительное значение и только каталог разработчика может дать точные данные о номинальном значении расхода!

42. СОВЕТЫ РЕМОНТНИКУ

Первое, что вы должны сделать, прибыв для ремонта холодильной установки, это как можно быстрее встретиться с клиентом, вызвавшим вас, для того, чтобы узнать причину вызова (слишком высокая температура в охлаждаемом помещении, установка издает повышенные шумы, она отключает электросеть, недавно приходил другой ремонтник...). Далее необходимо осмотреть установку, послушать работу последней, а при необходимости и “понюхать” ее (общее состояние, следы масла, подозрительные шумы, запах гари). Затем нужно установить манометр и удостовериться в типе хладагента, используемого в контуре (осмотрите управляющий тракт ТРВ, найдите таблички с указанием типа хладагента).

Если установка не работает (отключена самим клиентом или остановлена предохранительным устройством), *нельзя сразу ее запускать*. Вначале спросите себя, закономерны ли показания манометров ВД и НД. Например, не свидетельствует ли температура, соответствующая показанию манометра ВД, о следах неконденсирующихся примесей (см. раздел 25.5. “Практические аспекты устранения неисправности, обусловленной наличием в контуре неконденсирующихся примесей”)? А может быть, давления, показываемые манометрами, говорят о том, что установка совершенно пустая? Если остановлен компрессор, вы должны проверить электрические цепи (см. раздел 54. “Ремонт электрооборудования. Введение”), чтобы посмотреть, не вызвана ли остановка срабатыванием предохранительных устройств (реле ВД или НД, тепловые реле...). Это позволит вам установить максимум признаков (например, отключение компрессора из-за перегрева наиболее часто указывает на то, что установка работает с аномально большим давлением конденсации).

Только начиная с этого момента вы можете попробовать запустить установку, *внимательно наблюдая за показаниями манометров*, чтобы удостовериться в вашем предположении о причине быстрого отключения компрессора, если дефект заключается в слишком большом давлении конденсации или слишком малом давлении кипения. Если компрессор очень быстро останавливается, ремонт, как правило, достаточно прост, поскольку речь идет о явной неисправности (опорожнение контура, остановлен двигатель вентилятора конденсатора, поврежден управляющий тракт ТРВ, закрыт вентиль...).

В большинстве случаев, установка работает (компрессор вращается), но плохо, и неисправность принадлежит к семейству одной из 8 неисправностей, которые мы уже изучили. *Тогда ваша роль будет заключаться в определении, к какому именно типу относится неисправность, ее устранении и обеспечении того, чтобы в ближайшее время больше не было других неприятностей*. Если компрессор слишком быстро отключается предохранительным реле НД, вместо того, чтобы неосмотрительно шунтировать цепь этого реле, вы можете продлить время работы установки (время констатации признаков неисправности), искусственно повышая давление кипения во всасывающей магистрали с помощью вспомогательного перепускного трубопровода (для этого достаточно обеспечить перепуск части газов из трубопровода нагнетания на вход в компрессор). Если этого будет мало, заблокируйте реле с помощью отвертки (забыть отвертку в схеме труднее, чем шунт). *Никогда не перенастраивайте на большее давление реле ВД, так как это может быть очень опасным!*



Ваши заключения основывайте всегда не на значениях давлений, а на значениях температур. Тогда ваши рассуждения будут оставаться справедливыми вне зависимости от того, какой хладагент используется в установке (R12, R22, R134a, R404A, R407C, R410A...)!

После работы установки в течение нескольких минут вы должны измерить и дать оценку величинам переохлаждения и перегрева. **ПОМНИТЕ О ТОМ, ЧТО ВЫСОКИЙ ПЕРЕГРЕВ ВСЕГДА СВИДЕТЕЛЬСТВУЕТ О ЗНАЧИТЕЛЬНОЙ НЕХВАТКЕ ЖИДКОСТИ В ИСПАРИТЕЛЕ, А СЛАБОЕ ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ УКАЗЫВАЕТ ЛИБО НА НЕХВАТКУ ХЛАДАГЕНТА В КОНТУРЕ (ЕСЛИ ДАВЛЕНИЕ КИПЕНИЯ АНОМАЛЬНО МАЛОЕ), ЛИБО НА НЕИСПРАВНОСТЬ “СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОНДЕНСАТОР” (ЕСЛИ ДАВЛЕНИЕ КОНДЕНСАЦИИ АНОМАЛЬНО БОЛЬШОЕ).**

Теперь обратимся к блок-схеме общего алгоритма поиска неисправностей, представленной на рис. 42.1, которая позволяет очень быстро выявить тип неисправности и обуславливающий ее дефект.

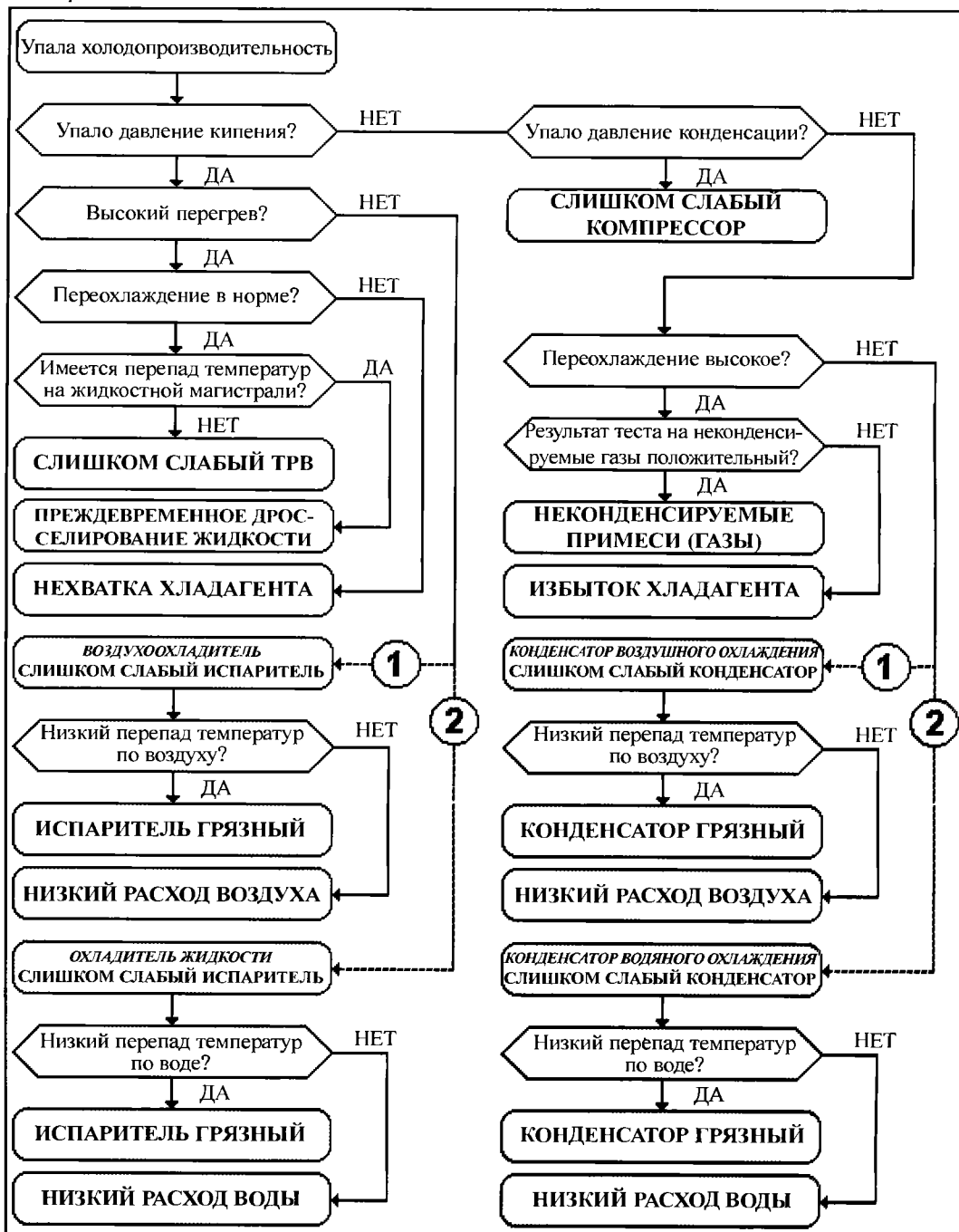
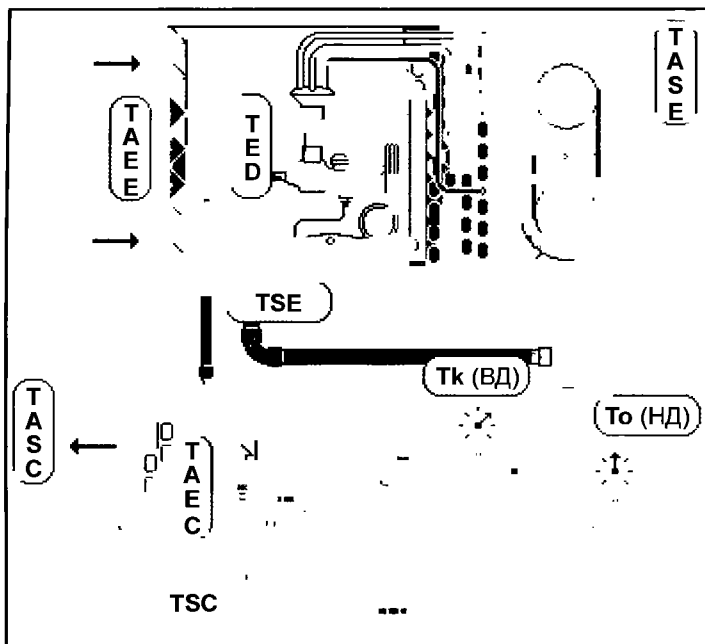


Рис. 42.1.

После того, как неисправность установлена, вам останется только определить ее точную причину и устранить последнюю. Для каждого из 8 семейств неисправностей в настоящем руководстве мы, как вы уже убедились, привели соответствующий раздел “Практические аспекты устранения неисправности”, дающий вам многочисленные примеры, которые смогут оказать огромную помощь в решении практических вопросов.

43. РАССУЖДЕНИЯ ПЕРЕД НАЧАЛОМ РЕМОНТА. УПРАЖНЕНИЕ

Установка, представленная на рис. 43.1, девять раз подряд обнаруживала какую-либо неисправность. Каждый раз ремонтник фиксировал характерные рабочие температуры.



Ваша задача будет заключаться в том, чтобы исходя только из значений температур, зафиксированных ремонтником на установке, выявить все 9 неисправностей. Обозначения характерных температур приведены ниже.

Температура воздуха:

TAEE: на входе в испаритель.
TASE: на выходе из испарителя.
TAEC: на входе в конденсатор.
TASC: на выходе из конденсатора.

Температура хладагента:

TED: на входе в ТРВ.
TSE: на выходе из испарителя.
TSC: на выходе из конденсатора.

Рис. 43.1.

Значения характерных температур, зафиксированные для установки рис. 43.1 при каждой из 9 неисправностей, приведены в таблице 43.1.

Табл. 43.1.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №1	- 5°C	+ 42°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 14°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №2	+ 9°C	+ 54°C	+ 52°C	+ 50°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 30°C	+ 33°C
Неисправность №3	- 2°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 22°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №4	+ 12°C	+ 39°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №5	- 4°C	+ 40°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №6	+ 10°C	+ 53°C	+ 51°C	+ 49°C	+ 16°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 31°C	+ 44°C
Неисправность №7	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 30°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №8	+ 9°C	+ 53°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C
Неисправность №9	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 11°C	+ 31°C	+ 36°C

Дайте вашу оценку для каждой из 9 неисправностей (ответ см. в следующем разделе).

44. РЕШЕНИЕ УПРАЖНЕНИЯ

Значения характерных температур, зафиксированные при каждой из 9 неисправностей, приведены в таблицах 44.1-44.9.

Табл. 44.1.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №1	- 5°C	+ 42°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 14°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №1 характеризуется аномально высокой разницей между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой кипения, соответствующей показаниям манометра НД ($TAEE - T_o = 31 \text{ K}$). Такой огромный полный перепад свидетельствует о типичной неисправности на линии всасывания.

Слишком высокий перегрев ($TSE - T_o = 19 \text{ K}$) указывает на значительную нехватку жидкости в испарителе. Слабое переохлаждение ($Tk - TSC = 2 \text{ K}$) с небольшим возрастанием давления конденсации ($Tk - TAEC = 12 \text{ K}$) говорит о недостатке жидкости в конденсаторе.

Поскольку недостаток хладагента имеется как в испарителе, так и в конденсаторе, мы можем сделать вывод о **недостатке хладагента в контуре**, например, в результате утечки.

Табл. 44.2.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №2	+ 9°C	+ 54°C	+ 52°C	+ 50°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 30°C	+ 33°C

Неисправность №2 характеризуется аномально высокой разницей между температурой конденсации, соответствующей показаниям манометра ВД, и температурой воздуха на входе в конденсатор ($Tk - TAEC = 24 \text{ K}$). Такой огромный полный перепад свидетельствует о типичной неисправности на линии нагнетания.

Переохлаждение достаточно слабое ($Tk - TSC = 2 \text{ K}$), что в сочетании с высоким давлением конденсации говорит о слишком слабом конденсаторе: либо он загрязнен, либо недостаточен расход воздуха проходящего через него.

Слабый перепад температуры воздуха, проходящего через конденсатор ($TASC - TAEC = 3 \text{ K}$) указывает на то, что **конденсатор загрязнен**.

Табл. 44.3.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №3	- 2°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 22°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №3 с очень большим полным перепадом на испарителе ($TAEE - T_o = 28 \text{ K}$) является типичной неисправностью на линии всасывания. Слабый перегрев ($TSE - T_o = 4 \text{ K}$) с малым давлением кипения говорит о слишком слабом испарителе: *либо он загрязнен, либо недостаточен расход воздуха, проходящего через него.*

Малый перепад температур воздуха на испарителе ($TAEE - TASE = 4 \text{ K}$) без сомнения указывает на то, что *этот испаритель очень загрязнен.*

Табл. 44.4.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	T_o	T_k	TSC	TED	TSE	$TAEE$	$TASE$	$TAEC$	$TASC$
Неисправность №4	+ 12°C	+ 39°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №4 характеризуется аномально низкой разницей между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой кипения, соответствующей показанию манометра НД ($\Delta\theta_{полн} = TAEE - T_o = 14 \text{ K}$), а также очень низкой разницей между температурой конденсации и температурой воздуха на входе в конденсатор ($\Delta\theta_{полн} = T_k - TAEC = 9 \text{ K}$). Эти два признака (слишком большое давление кипения и слишком малое давление конденсации) указывают на то, что **компрессор слишком слабый**, например, из-за разрушенного клапана.

Табл. 44.5.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	T_o	T_k	TSC	TED	TSE	$TAEE$	$TASE$	$TAEC$	$TASC$
Неисправность №5	- 4°C	+ 40°C	+ 34°C	+ 33°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №5 с $TAEE - T_o = 30 \text{ K}$ является типичной неисправностью на линии всасывания. Высокий перегрев ($TSE - T_o = 19 \text{ K}$) и очень хорошее переохлаждение ($T_k - TSC = 6 \text{ K}$) указывают либо на слишком слабый ТРВ, либо на вредное преждевременное дросселирование на жидкостной магистрали. Поскольку аномально высокий перепад температур на жидкостной магистрали отсутствует ($TSC - TED = 1 \text{ K}$), неисправность обусловлена **слишком слабым ТРВ**, например, из-за чрезмерного закрытия ТРВ.

Табл. 44.6.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	T_o	T_k	TSC	TED	TSE	$TAEE$	$TASE$	$TAEC$	$TASC$
Неисправность №6	+ 10°C	+ 53°C	+ 51°C	+ 49°C	+ 16°C	+ 26°C	+ 21°C	+ 31°C	+ 44°C

Неисправность №6 с аномально высоким полным перепадом на конденсаторе ($T_k - TAEC = 22 \text{ K}$) указывает на типичную неисправность на линии нагнетания. Слабое переохлаждение ($T_k - TSC = 2 \text{ K}$) говорит о слишком слабом конденсаторе: *либо он загрязнен, либо расход воздуха через него недостаточен.* Значительный перепад температур воздуха на входе в конденсатор и на выходе из него со всей очевидностью **свидетельствует о недостаточном расходе воздуха через конденсатор.**

Табл. 44.7.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №7	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 30°C	+ 18°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №7 с очень большим полным перепадом на испарителе ($TAEE - To = 29 \text{ K}$) является типичной неисправностью на линии всасывания. Повышенный перегрев ($TSE - To = 21 \text{ K}$) и очень хорошее переохлаждение ($Tk - TSC = 5 \text{ K}$) указывают либо на низкую производительность ТРВ, либо на вредное преждевременное дросселирование на жидкостной магистрали. Поскольку на жидкостной магистрали существует очень большой перепад температур ($TSC - TED = 5 \text{ K}$), то речь идет о **преждевременном дросселировании, например, из-за частично закупоренного фильтра-осушителя.**

Табл. 44.8.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №3	+ 9°C	+ 53°C	+ 40°C	+ 39°C	+ 15°C	+ 26°C	+ 20°C	+ 30°C	+ 35°C

Неисправность №8 с аномально высоким полным перепадом температур на конденсаторе ($Tk - TAEC = 23 \text{ K}$) указывает на типичную неисправность на линии нагнетания. Очень высокое переохлаждение ($Tk - TSC = 13 \text{ K}$) говорит либо о **значительном количестве неконденсирующихся примесей, либо о чрезмерной заправке установки хладагентом.** Чтобы остановиться на одной из этих гипотез, необходимо провести проверку наличия в контуре неконденсирующихся примесей.

Табл. 44.9.

©KOTZA International	Манометры		Измерения на трубопроводах			Измерения по воздуху			
	НД	ВД	Выход конденсатора	Вход ТРВ	Выход испарителя	Испаритель		Конденсатор	
	To	Tk	TSC	TED	TSE	TAEE	TASE	TAEC	TASC
Неисправность №3	- 3°C	+ 40°C	+ 35°C	+ 34°C	+ 2°C	+ 26°C	+ 11°C	+ 31°C	+ 36°C

Неисправность №9 с очень высоким полным перепадом на испарителе ($TAEE - To = 29 \text{ K}$), является типичной неисправностью на линии всасывания. Нормальный перегрев ($TSE - To = 5 \text{ K}$) с упавшим давлением кипения указывают на слишком слабый испаритель: *либо он загрязнен, либо расход воздуха через него недостаточен.* Большой температурный перепад воздуха на входе в испаритель и на выходе из него ($TAEE - TASE = 15 \text{ K}$), без сомнения, свидетельствует о **недостатке расхода воздуха через испаритель.**

ДЛЯ СВЕДЕНИЯ. Неисправности типа “слишком слабый испаритель” *очень часто возникают в кондиционерах* и обусловлены, как правило, падением расхода воздуха через испаритель (загрязнения фильтров, ослабление натяжения приводных ремней). **В кондиционерах это семейство неисправностей, очевидно, распознается наиболее просто.**

Подойдя к установке, даже без монтажа манометра, простым беглым осмотром ТРВ можно немедленно обнаружить *аномальное падение* давления кипения.



Рис. 44.1.

В самом деле, в традиционных кондиционерах температура кипения всегда выше 0°C . *Если же выход из ТРВ покрыт инеем (см. рис. 44.1), ремонтник может сразу сделать вывод о том, что температура кипения отрицательная, то есть слишком низкая.*

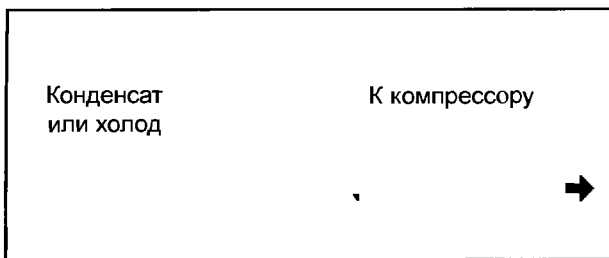


Рис. 44.2.

Если при этом труба на выходе из испарителя или вентиль всасывания компрессора в случае, когда эта труба обмотана теплоизоляцией, полностью покрыты сконденсировавшейся влагой (это легко определить по их внешнему виду) или если они очень холодные (для этого достаточно их потрогать, см. рис. 44.2), значит перегрев незначительный. Падение давления кипения и слабый перегрев указывают,

что с очень большой долей вероятности речь идет о слишком слабом испарителе.



Итак, уже до установки манометров опытный ремонтник с большой степенью уверенности сможет распознать этот тип неисправности.

45. ПОДКЛЮЧЕНИЕ ИСПАРИТЕЛЕЙ

Многие ремонтники часто задают нам следующий вопрос: “Почему в ваших схемах питание к испарителю всегда подводится сверху, является ли это обязательным требованием при подключении испарителей?” *Настоящий раздел вносит ясность в этот вопрос.*

А) Немного истории

Мы знаем, что когда температура в охлаждаемом объеме уменьшается, одновременно падает давление кипения, поскольку полный перепад температур остается почти постоянным (см. раздел 7. “Влияние температуры охлаждаемого воздуха”).

Несколько лет назад это свойство часто использовалось в холодильном торговом оборудовании в камерах с положительной температурой для остановки компрессоров, когда температура холодильной камеры достигала требуемой величины.

Такая технология имела *два преимущества*:

- ▶ Во-первых, она позволяла обходиться без задающего термостата, поскольку реле НД выполняло двойную функцию – задающего и предохранительного реле.

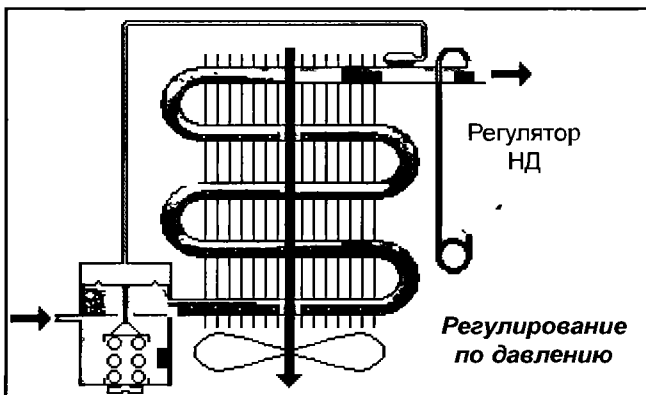


Рис. 45.1.

- ▶ Во-вторых, для обеспечения размораживания испарителя при каждом цикле достаточно было настроить систему так, чтобы компрессор запускался при давлении, соответствующем температуре выше 0°C , и таким образом сэкономить на системе оттайки!

Однако, когда компрессор останавливался, для того, чтобы давление кипения в точности соответствовало температуре в холодильной камере, обязательно требовалось постоянное наличие жидкости в испарителе. *Вот почему в то время испарители запитывались очень часто снизу и все время были наполовину залиты жидким хладагентом (см. рис. 45.1).*

В наши дни регулирование по давлению используется достаточно редко, так как оно имеет следующие отрицательные моменты:

- ▶ Если конденсатор имеет воздушное охлаждение (наиболее частый случай), давление конденсации в течение года сильно меняется (см. раздел 2.1. “Конденсаторы с воздушным охлаждением. Нормальная работа”). Эти изменения давления конденсации обязательно приводят к изменениям давления кипения и, следовательно, изменениям полного температурного перепада на испарителе. Таким образом, температура в холодильной камере не может поддерживаться стабильной и будет подвергаться большим изменениям. Поэтому необходимо либо использовать конденсаторы с водяным охлаждением, либо применить эффективную систему стабилизации давления конденсации.

- ▶ Если возникают хотя бы небольшие аномалии в работе установки (по давлениям кипения или конденсации), приводящие к изменению полного температурного перепада на испарителе, даже незначительного, температура в холодильной камере не может больше поддерживаться в заданных пределах.

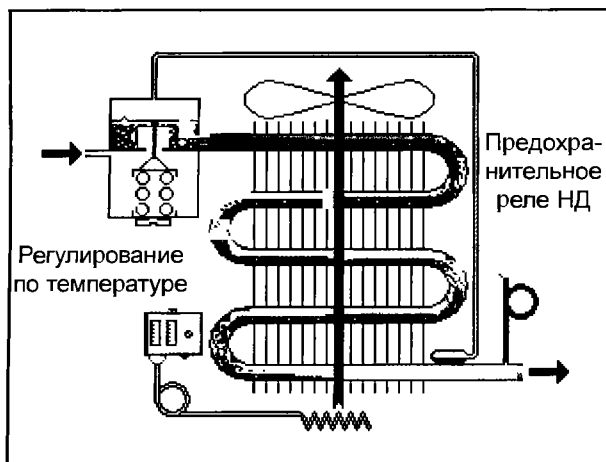


Рис. 45.2.

Если нагнетающий клапан компрессора недостаточно герметичен, то при остановках компрессора давление кипения быстро растет и возникает опасность увеличения частоты циклов “пуск-останов” компрессора.

Вот почему в наши дни для отключения компрессора наиболее часто используется датчик температуры в охлаждаемом объеме, а реле НД выполняет только функции защиты (см. рис. 45.2).

Заметим, что в этом случае способ запитки испарителя (снизу или сверху) почти не оказывает заметного влияния на качество регулирования.

Б) Конструкция современных испарителей

При увеличении холодопроизводительности испарителей, их размеры, в частности длина трубок, используемых для их изготовления, также увеличиваются.

Так, в примере на рис. 45.3, конструктор для получения производительности в 1 кВт должен последовательно соединить две секции по 0,5 кВт каждая.

Но такая технология имеет ограниченное применение. Действительно, при удвоении длины трубопроводов потери давления также удваиваются. То есть, потери давления в больших испарителях быстро становятся слишком большими.

Поэтому, при повышении мощности изготовитель больше не располагает отдельные секции последовательно, а соединяет их параллельно с тем, чтобы сохранить потери давления как можно ниже.

Однако при этом требуется, чтобы каждый испаритель был запитан строго одинаковым количеством жидкости, в связи с чем изготовитель устанавливает на входе в испаритель распределитель жидкости.

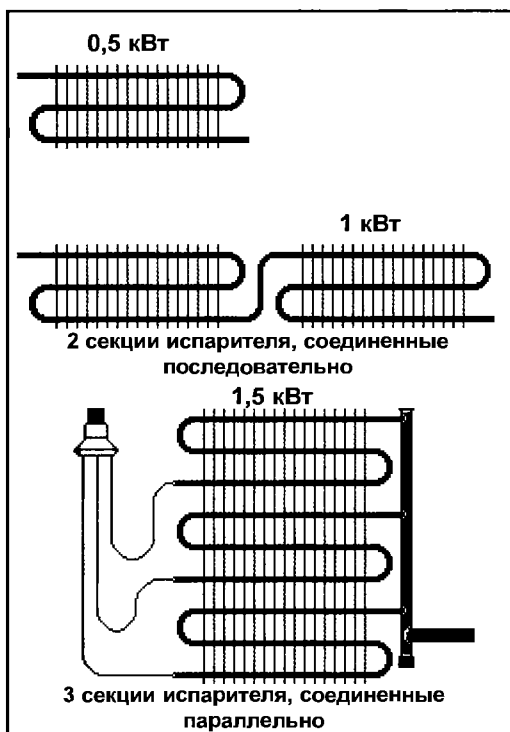


Рис. 45.3.

Для таких испарителей вопрос о том, снизу или сверху их запитывать, уже не стоит, поскольку они запитываются только через специальный распределитель жидкости.

Теперь рассмотрим способы подсоединения трубопроводов к различным типам испарителей.

Для начала, в качестве примера, возьмем небольшой испаритель, малая производительность которого не требует применения распределителя жидкости (см. рис. 45.4).

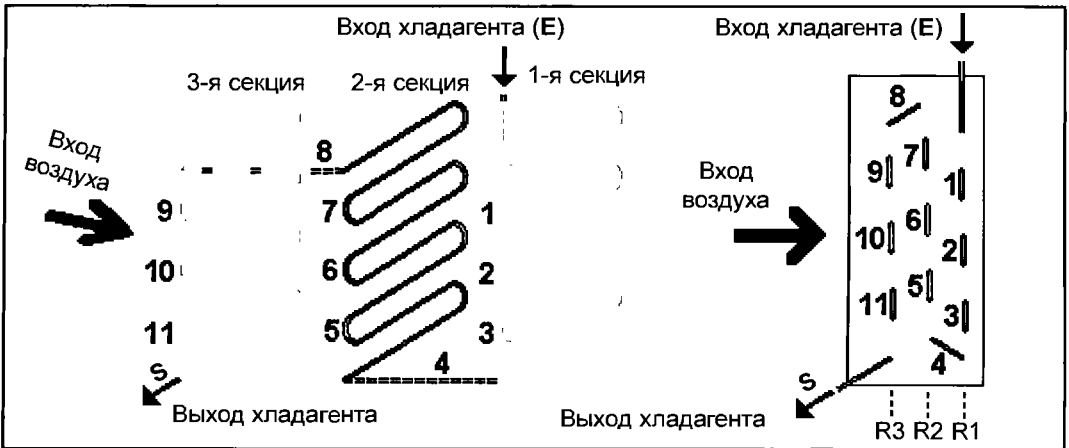


Рис. 45.4.

Хладагент поступает на вход испарителя E и потом опускается по первой секции (изгибы 1, 2, 3). Далее он поднимается во второй секции (изгибы 4, 5, 6 и 7) и перед тем, как покинуть испаритель на выходе из него S , вновь опускается по третьей секции (изгибы 8, 9, 10 и 11). Заметим, что хладагент опускается, поднимается, затем вновь опускается, и движется навстречу направлению движения охлаждаемого воздуха.

Рассмотрим теперь пример более мощного испарителя, который имеет значительные размеры и запитан с помощью распределителя жидкости.

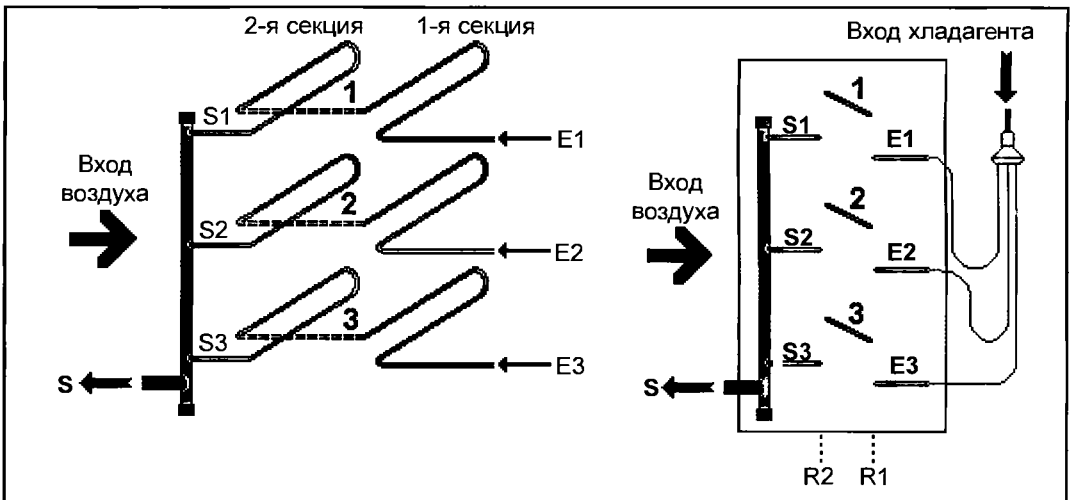


Рис. 45.5.

Каждая доля полного расхода хладагента поступает на вход своей секции E , поднимается в первом ряду, потом опускается во втором ряду и покидает секцию через свой выход S (см. рис. 45.5).

Иначе говоря, хладагент поднимается, потом опускается в трубах, всегда двигаясь против направления движения охлаждающего воздуха. Итак, каким бы ни был тип испарителя, хладагент попеременно то опускается, то поднимается.

Следовательно, понятия об испарителе, запитанном сверху или снизу, не существует, особенно для наиболее часто встречающегося случая, когда испаритель запитывается через распределитель жидкости.

С другой стороны, в обоих случаях мы увидели, что воздух и хладагент двигаются по принципу противотока, то есть навстречу друг другу. Полезно напомнить основания для выбора такого принципа (см. рис. 45.6).

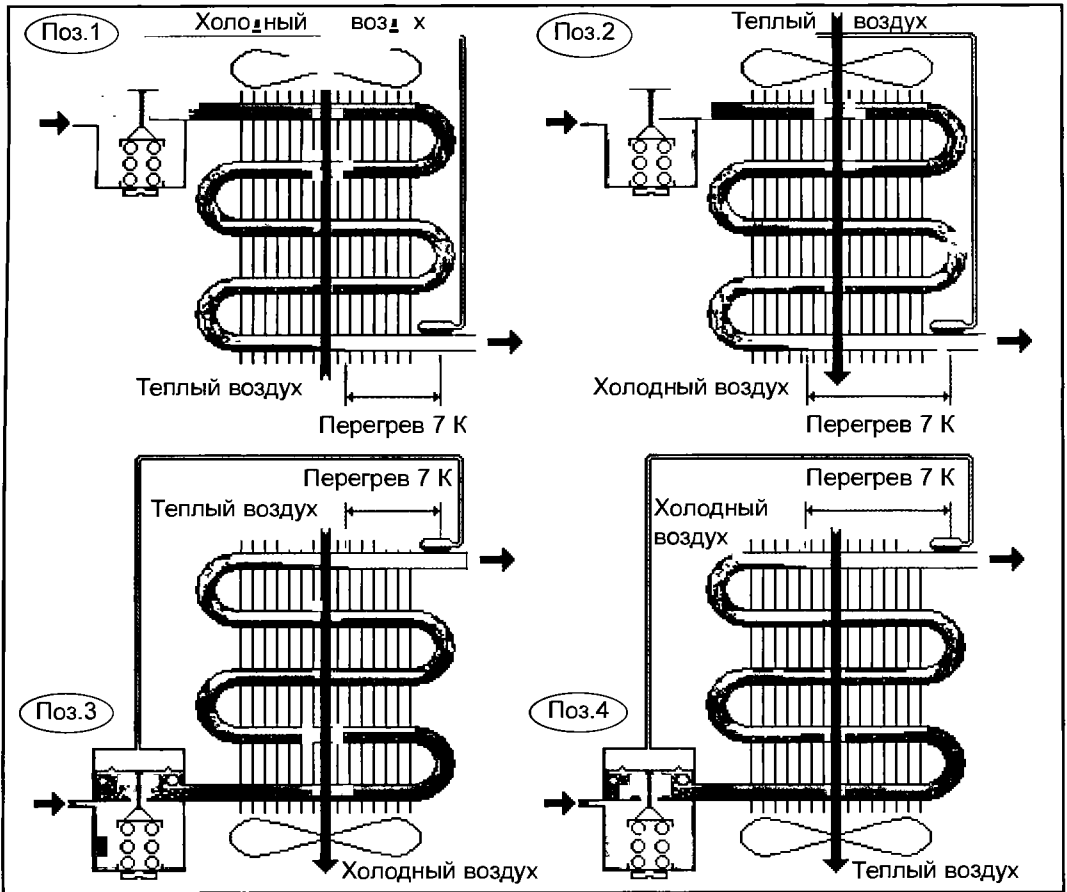


Рис. 45.6.

Поз. 1: этот испаритель запитан через ТРВ, который настроен таким образом, чтобы обеспечивать перегрев 7К. Для обеспечения такого перегрева паров, покидающих испаритель, служит определенный участок длины трубопровода испарителя, обдуваемый теплым воздухом.

Поз. 2: Речь идет о том же самом участке, но с направлением движения воздуха, совпадающим с направлением движения хладагента. Можно констатировать, что в этом случае длина участка трубопровода, обеспечивающего перегрев паров, возрастает, поскольку обдувается более холодным воздухом, чем в предыдущем случае. Это означает, что испаритель содержит меньше жидкости, следовательно, ТРВ в большей степени перекрыт, то есть давление кипения ниже и холодопроизводительность ниже (см. также раздел 8.4. "Терморегулирующий вентиль. Упражнение").

Поз. 3 и 4: Хотя испаритель запитан снизу, а не сверху, как на поз. 1 и 2, наблюдаются те же самые явления.

Таким образом, хотя в большинстве примеров испарителей с прямым циклом расширения, рассматриваемых в настоящем руководстве, они запитываются жидкостью сверху, это сделано исключительно для упрощения и в целях более понятного изложения материала. **На практике монтажник-холодильщик реально почти никогда не совершит ошибки в подключении распределителя жидкости к испарителю.**

В том случае, когда у вас возникают сомнения, если направление прохождения воздуха через испаритель не очень ясно обозначено, чтобы выбрать способ подключения трубопроводов к испарителю, строго соблюдайте предписания разработчика с целью достижения холодопроизводительности, заявленной в документации на испаритель.

46. ТЕРМОСТАТИЧЕСКИЕ ТРВ. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Невозможно изучать механизм различных аномалий, которые могут происходить в холодильном контуре, если непонятен до конца принцип работы ТРВ.

Поэтому, хотя мы уже изучали работу термостатических ТРВ с внутренним уравниванием давления (см. раздел 4. "Работа терморегулирующего вентиля"), в настоящем разделе мы дополним эту информацию, проведя детальный анализ различных типов ТРВ, наиболее часто используемых в контурах с прямым циклом расширения.

А) Термостатические ТРВ с внутренним уравниванием давления

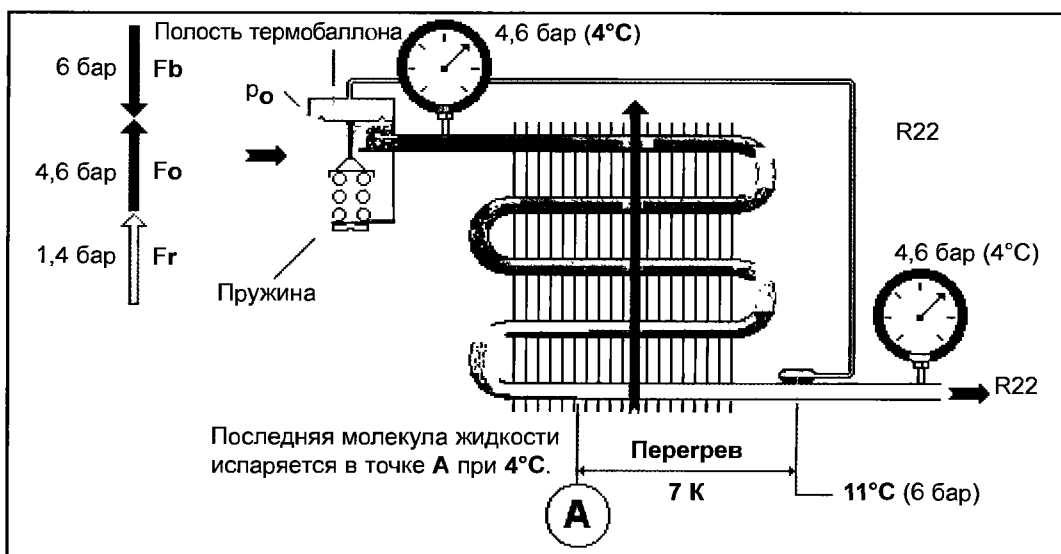


Рис. 46.1.

Допустим, что управляющий тракт ТРВ с внутренним уравниванием давления (который представлен на рис. 46.1), заправлен R22 и используется в составе кондиционера, также работающего на R22. ТРВ настроен таким образом, чтобы его производительность в точности соответствовала производительности испарителя (см. раздел 8.3. "Метод настройки ТРВ").

Тогда температура кипения, измеренная на установившемся режиме, составит, например, 4°C (то есть 4,6 бар), а перегрев в термобаллоне будет равен 7К. При этом температура термобаллона составит 11°C, что соответствует давлению 6 бар, следовательно сила, действующая в полости термобаллона (F_b) и обеспечивающая открытие ТРВ, будет эквивалентна давлению в 6 бар.

Сила, действующая на мембрану снизу (F_o), соответствует давлению в полости испарителя (то есть 4,6 бар) и работает на закрытие ТРВ. Это означает, что для находящегося в равновесии ТРВ регулировочная пружина развивает усилие закрытия ТРВ (F_r), соответствующее давлению $6 - 4,6 = 1,4$ бар.

Если, при находящемся в равновесии ТРВ, температура воздуха на входе в испаритель возрастает, содержащаяся в нем жидкость кипит более интенсивно, и точка А отодвигается внутрь испарителя. Участок трубы, на котором обеспечивается перегрев пара, становится длиннее и температура термобаллона повышается. Сила открытия F_b растет, следовательно равновесие нарушается, что приводит к дальнейшему открытию ТРВ и более интенсивному притоку жидкости в испаритель. Точка А вновь сдвигается к выходу из испарителя, восстанавливая новое состояние равновесия, соответствующее настройке ТРВ на перегрев на 7 К.

Напротив, когда температура воздуха на входе в испаритель падает, жидкость кипит менее интенсивно и точка **A** сдвигается к термобаллону. В результате, перегрев и температура термобаллона уменьшаются. Сила открытия **Fb** снижается, что нарушает равновесие и приводит к закрытию ТРВ. Точка **A** вновь отодвигается внутрь испарителя до тех пор, пока не установится новое положение равновесия, соответствующее настройке ТРВ на перегрев 7 К.

Теоретически, таким образом поддерживается постоянный перегрев в 7К независимо от условий работы. *Однако на практике* это не вполне так. Чтобы лучше понять, почему практика отличается от теории, представим себе, что *тот же самый ТРВ, настроенный тем же самым образом, питает тот же самый испаритель*, но потери давления при этом очень велики (составляют 1 бар в распределителе жидкости, см. рис. 46.2).

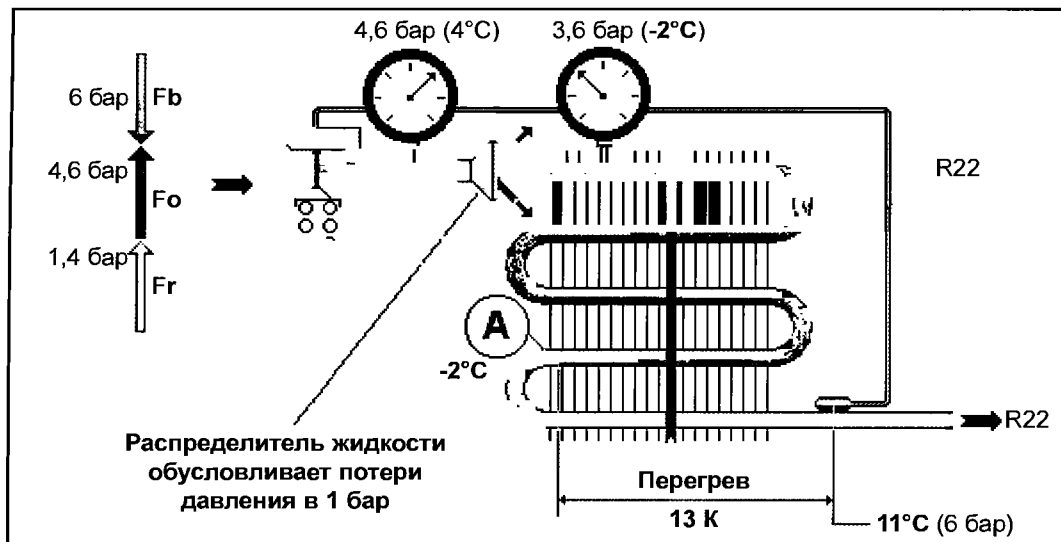


Рис. 46.2.

При этом сила **Fo**, действующая на мембрану ТРВ снизу, всегда эквивалентна давлению в 4,6 бар. Поскольку настройка пружины неизменна, плунжер ТРВ будет находиться в равновесии, когда сила **Fb**, обусловленная давлением в полости термобаллона, будет эквивалентна 6 бар, то есть, когда температура термобаллона будет равна 11°C.

Но если на выходе из ТРВ температура жидкости равна 4°C, то на выходе из распределителя жидкости она равна -2°C!

Для того, чтобы обеспечить температуру термобаллона, равную 11°C, последняя капля жидкости при температуре -2°C обязательно должна выкипеть гораздо раньше, например, в точке **A**, тогда перегрев составит 13К. Испаритель при этом запитан хуже, а располагаемая холодопроизводительность становится явно меньшей!



В итоге, из наших наблюдений мы можем сделать следующий вывод. При повышении потерь давления в испарителе перегрев повышается. И наоборот, перегрев падает, когда уменьшаются потери давления в испарителе.

Что же из этого следует? *Априори* вы можете думать, что достаточно изменить настройку ТРВ таким образом, чтобы вновь найти допустимую величину перегрева.

В данном конкретном случае вы правы, однако как это сделать, если потери давления в испарителе постоянно меняются, то есть в случае, когда расход хладагента в контуре переменный (например, если на один испаритель работают несколько параллельно соединенных компрессоров или один компрессор располагает несколькими ступенями производительности)?

Для лучшего понимания рассмотрим теперь многоцилиндровый компрессор, располагающий 3 ступенями производительности за счет изменения числа работающих цилиндров, который подключен к одному испарителю.

Возьмем случай, когда компрессор дает только 33% от полной производительности за счет того, что в работе находится только один из трех (№2) цилиндров (см. рис. 46.3). Настройка ТРВ с ВНУТРЕННИМ УРАВНИВАНИЕМ обеспечивает перегрев, равный 7 К. Поскольку производительность компрессора низкая, расход хладагента очень небольшой и потери давления в испарителе также незначительные.

Представим теперь, что температура в охлаждаемом объеме резко возросла и система регулирования выводит компрессор на 100% производительности путем включения в работу цилиндров 1 и 3. Поскольку теперь работают все цилиндры, расход хладагента также резко возрастает, что приводит к заметному росту потерь давления в испарителе.

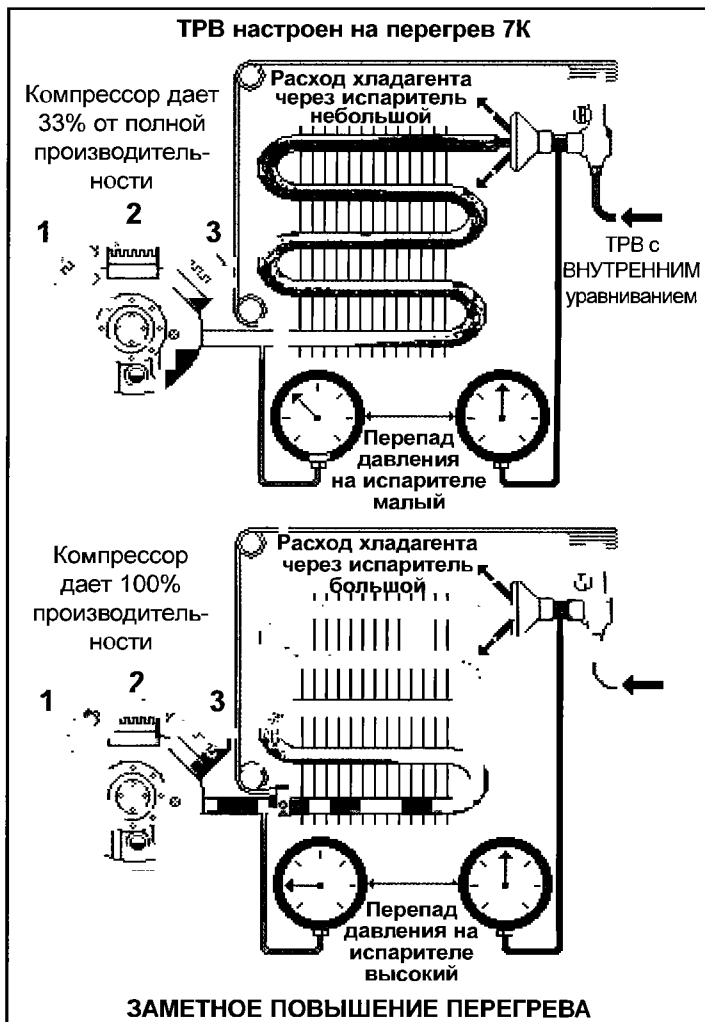


Рис. 46.3.

Из-за того, что потери давления в испарителе резко увеличились, ТРВ с внутренним уравниванием обуславливает заметное повышение перегрева, **вследствие чего наполнение испарителя падает как раз в тот момент, когда требуется максимальная холодопроизводительность!**

И наоборот, если настройка ТРВ на заданный перегрев была произведена тогда, когда компрессор давал 100% своей производительности, по мере ее падения, обусловленного работой системы регулирования, расход хладагента будет падать, потери давления уменьшаться, обуславливая снижение перегрева. **Гидроудар обеспечен!**

Как же решить эту проблему? Не волнуйтесь, мы рассмотрели чисто теоретический пример, целью которого является *дальнейшее укрепление ваших знаний* в области процессов, которые управляют работой холодильного контура.

На самом деле все ТРВ, используемые в составе холодильных установок такого типа (с компрессорами мощностью в несколько десятков кВт), оснащены линией внешнего уравнивания (сейчас мы приступим к их изучению) и применение в таких установках ТРВ с внутренним уравниванием принесет вам массу неприятностей (подумайте об этом, отвечая на вопрос упражнения №1 настоящего раздела).

Б) Термостатический ТРВ с внешним уравниванием давления

Продолжая наш анализ, рассмотрим теперь последствия такого же повышения потерь давления в испарителе, если использовавшийся до настоящего времени ТРВ с внутренним уравниванием заменен моделью с **внешним уравниванием**. На моделях с внешним уравниванием сила закрытия ТРВ F_0 не зависит больше от давления над седлом клапана ТРВ, то есть от давления на выходе из ТРВ, а определяется давлением *на выходе из испарителя*. Вновь рассмотрим предыдущий пример с ТРВ этого типа (см. рис. 46.4).

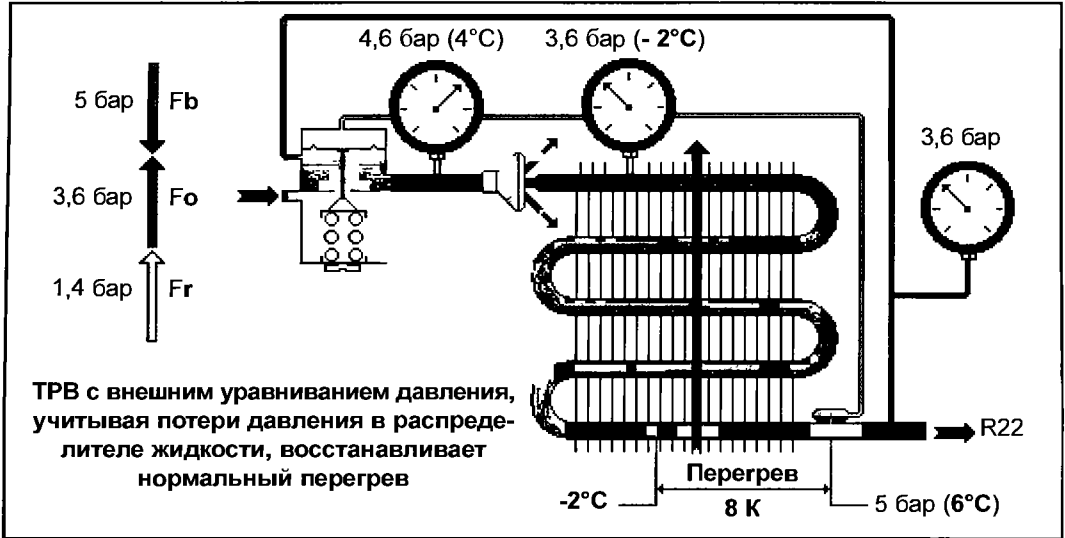


Рис. 46.4.

Сила F_0 , обусловленная давлением кипения, измеряемым *на выходе из испарителя*, эквивалентна давлению в 3,6 бар. Настройка пружины неизменна и всегда соответствует давлению в 1,4 бар. Это означает, что ТРВ будет находиться в равновесии, когда давление в термобаллоне будет равно 5 бар, что для R22 соответствует температуре 6°C.

Последняя капелька жидкости, выкипая при -2°C, будет обеспечивать поддержание перегрева на уровне 8 К вместо 13 К, получавшихся в предыдущем варианте для модели ТРВ с внутренним уравниванием, в точно таких же, как ранее, условиях.

Заметим, что если потери давления нулевые, на выходе из испарителя устанавливается давление в 4,6 бар и ТРВ с внешним уравниванием будет работать точно так же, как и модель с внутренним уравниванием.

При замене термостатического ТРВ с внутренним уравниванием на модель с внешним уравниванием не только не будет никаких недостатков, а даже напротив, между началом рабочего цикла (повышенное давление кипения; огромные потребности в холоде; ТРВ почти полностью открыт, большой расход жидкости через испаритель и, следовательно, высокие потери давления в нем) и его окончанием (давление кипения упало, потому что полный перепад температуры почти постоянный; потребности в холоде снизились; ТРВ почти полностью закрыт; расход хладагента упал и, следовательно, упали потери давления в испарителе) перегрев будет оставаться гораздо более стабильным.



Итак, только ТРВ с внешним уравниванием позволяет обеспечить относительно стабильный перегрев при переменных потерях давления в испарителе, то есть когда расход хладагента в контуре может меняться в очень широких пределах.

46.1 УПРАЖНЕНИЯ

УПРАЖНЕНИЕ 1

Попробуйте представить последствия в работе установки, если магистраль внешнего уравнения давления по ошибке подключена к выходу из ТРВ.

(Решение на следующей странице).

УПРАЖНЕНИЕ 2

На установке с мощностью в несколько десятков кВт, оборудованной компрессором с возможностью многоступенчатого изменения производительности, выполнен монтаж, схема которого представлена на рис. 46.5.

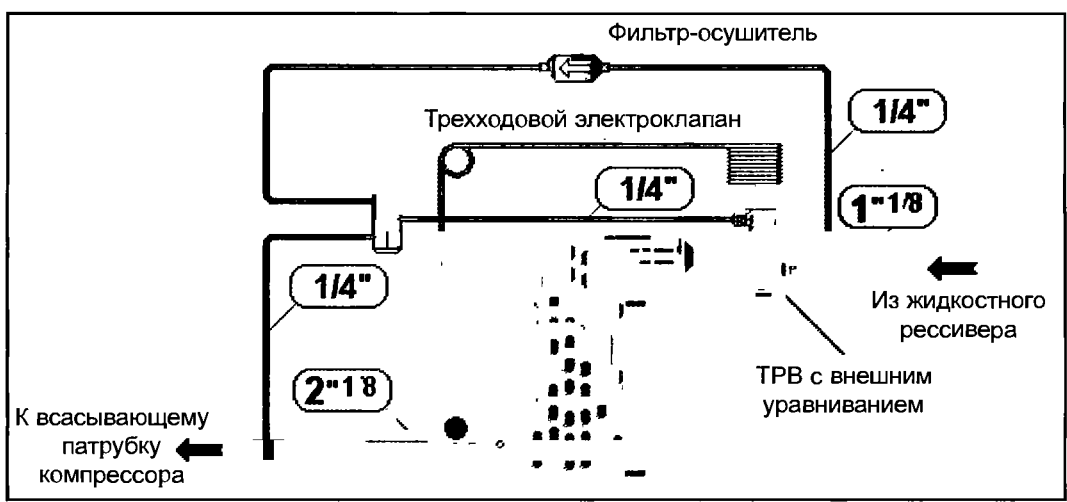


Рис. 46.5.

Попробуйте описать работу такой схемы: установить ее преимущества и недостатки. Для того, чтобы помочь вам, мы приводим на рис. 46.6 принципиальные схемы ТРВ и небольшого трехходового электроклапана.

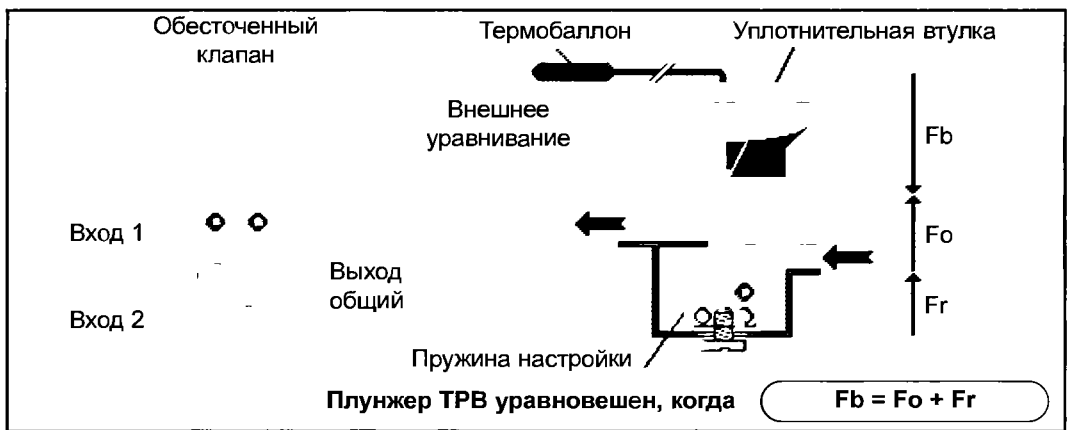


Рис. 46.6.

Решение на следующей странице (попробуйте найти его сами...)

Решение упражнения 1

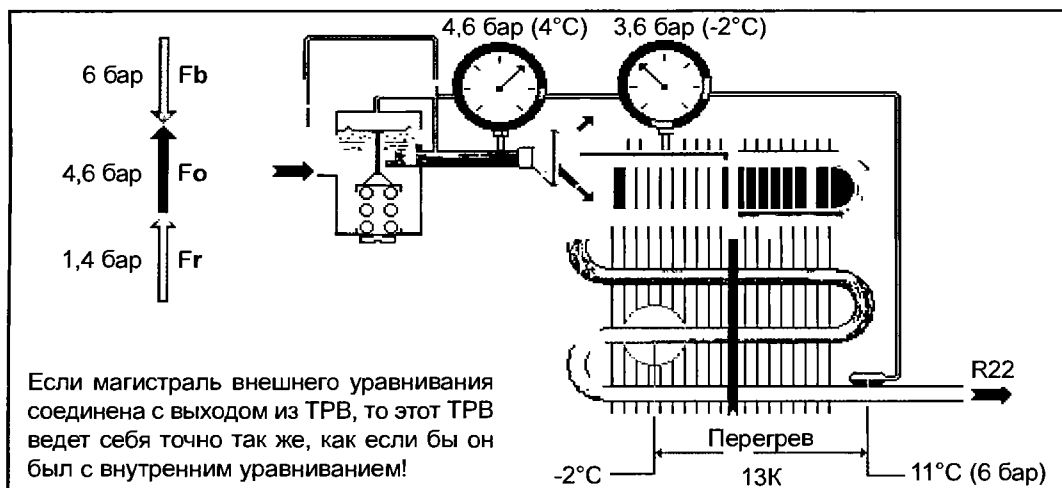


Рис. 46.7.

Режим работы установки примем таким же, как в предыдущих примерах (см. рис. 46.7). Если монтажник по ошибке подключил полость внешнего уравнивания TRV к выходу из него (например, чтобы сэкономить на длине трубки диаметром 1/4"), сила F_o будет соответствовать давлению 4,6 бар на выходе из испарителя. TRV начнет работать точно так же, как если бы он был с внутренним уравниванием. Последствия этого для установок с широким диапазоном изменения расхода нам теперь хорошо известны!

Решение упражнения 2

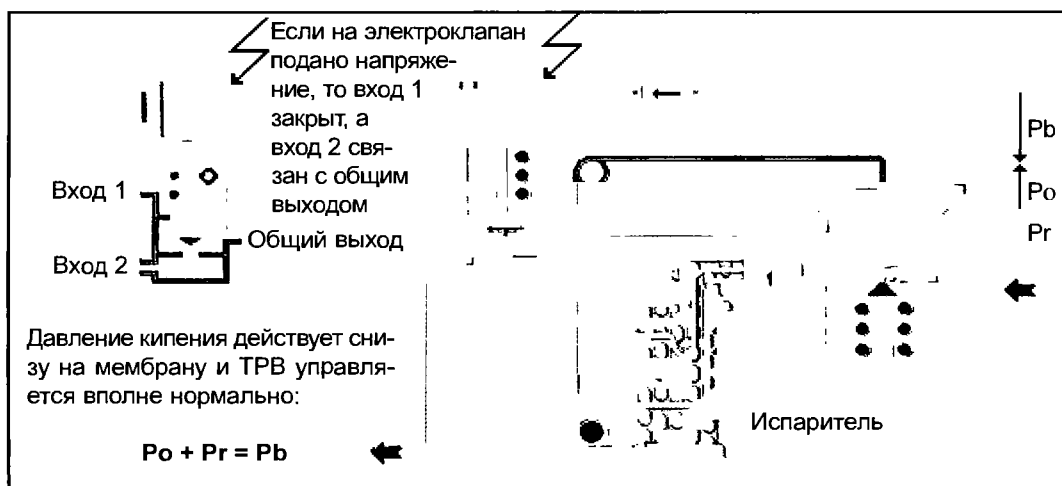


Рис. 46.8.

Когда компрессор работает (см. рис. 46.8), на электроклапан подано питание и его общий выход (то есть выход, который никогда не закрывается) соединен с входом 2, который подключен к выходу из испарителя. В результате, давление P_o , установившееся на выходе из испарителя, действует снизу на мембрану TRV, который работает вполне нормально, поддерживая постоянный перегрев независимо от режима работы компрессора. Когда регулятор будет останавливать компрессор, вначале он отключит напряжение на трехходовом электроклапане, не прекращая работы компрессора. *Что произойдет в этот момент?*

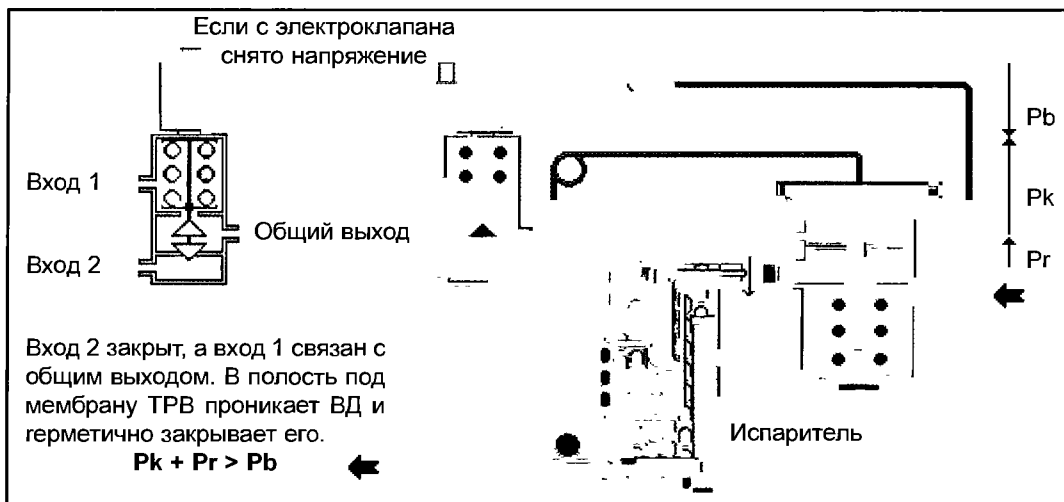


Рис. 46.9.

В отсутствие напряжения трехходовой электроклапан закрывает вход 2 и соединит вход 1 с общим выходом (см. рис. 46.9). В этот момент высокое давление, действующее на входе в ТРВ (P_k), проникает в полость под мембраной ТРВ, ТРВ плотно закрывается, испаритель не может больше подпитываться жидкостью, и пока еще работающий компрессор начинает вакуумирование испарителя.

Следовательно, компрессор будет остановлен по команде от реле НД, обеспечивающего остановку с предварительным вакуумированием, *хотя на жидкостной магистрали электроклапан не установлен* (см. раздел 29. "Остановка холодильных компрессоров").

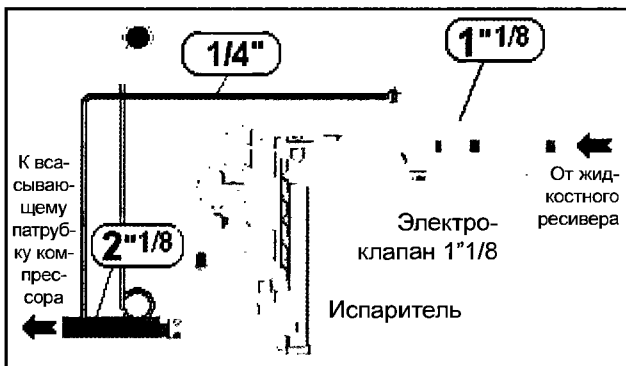


Рис. 46.10.

Таким образом, данная схема позволяет с помощью небольшого электроклапана 1/4" обеспечить точно такую же автоматизацию процесса остановки компрессора с предварительным вакуумированием, как и с помощью огромного электроклапана 1 1/8" (в примере на рис. 46.10), установленного на жидкостной магистрали. Следовательно, это очень экономичная схема, которая иногда встречается в установках большой мощности.

Напомним, что компрессоры с несколькими ступенями производительности останавливают с предварительным вакуумированием испарителя, в основном, с целью возврата масла, которое находится в контуре, в картер компрессора (см. раздел 37. "Проблемы возврата масла").

Что касается недостатков данной схемы, то к ним, прежде всего, относится возникновение на мембране ТРВ очень сильных напряжений под действием значительных величин давления, которые могут устанавливаться в жидкостной магистрали (более 22 бар для конденсатора с воздушным охлаждением при работе на R22). Следовательно, для такой схемы важно, чтобы изготовитель ТРВ допускал указанные нагрузки для материала мембраны, в противном случае мембрана очень быстро разрушится и после этого нужно будет заменять ТРВ, а потом все равно устанавливать на жидкостной магистрали большой электроклапан.

Примечание: маленький фильтр-осушитель 1/4" служит только как фильтр для защиты небольших проходных сечений электроклапана 1/4" от возможных посторонних частиц (кусочки меди, капельки флюса или припоя...), которые могут нарушить его работоспособность.

Проблема максимальной разности давления открытия

Другой недостаток может возникнуть, если рабочее давление в полости электроклапана превышает величины, предусмотренные изготовителем. Поскольку значимость этой проблемы в ряде моментов недооценивается, воспользуемся случаем, чтобы рассмотреть влияние максимальной разности давления открытия на работу электроклапана (см. рис. 46.11).

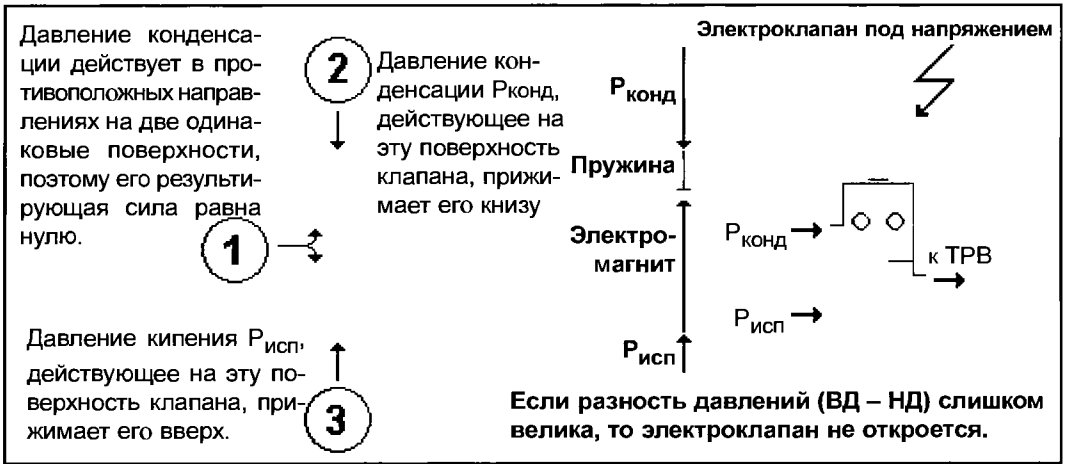


Рис. 46.11.

В нерабочем положении обмотка электроклапана не запитана и его подвижная часть подвержена действию следующих сил:

- **Поз. 1:** $P_{\text{конд}}$ действует на каждую из двух больших поверхностей клапана в противоположных направлениях. Результирующая сила равна нулю (одна действует вниз, другая вверх).
- **Поз. 2:** $P_{\text{конд}}$ действует также на малую поверхность (площадь которой равна площади проходного сечения седла клапана) верхнего клапана и прижимает его вниз.
- **Поз. 3:** $P_{\text{исп}}$ действует на малую поверхность нижнего клапана и отжимает его вверх в направлении, противоположном действию силы давления $P_{\text{конд}}$.

Кроме того, возвратная пружина прижимает подвижную часть электроклапана книзу и, с некоторым упрощением, можно утверждать, что электроклапан сможет открыться только если $\text{электромагнит} + P_{\text{исп}} > \text{пружина} + P_{\text{конд}}$

$$\text{или } \text{электромагнит} > \text{пружина} + P_{\text{конд}} - P_{\text{исп}}.$$

Электромагнит и пружина развивают постоянные усилия, определенные конструктором. А вот разность $P_{\text{конд}} - P_{\text{исп}}$ может меняться в очень широких пределах в зависимости от типа установки (кондиционер, морозильник...), времени года (для конденсаторов с воздушным охлаждением летом $P_{\text{конд}}$ растет...).

Поэтому разработчик оговаривает *максимальную разность давления открытия*, при превышении которой клапан не может открываться при подаче напряжения на его обмотку.

Таким образом, сочетание внутренних сил может воспрепятствовать втягиванию вверх сердечника электромагнитом, если разность между $P_{\text{конд}}$ и $P_{\text{исп}}$ будет очень большой (как правило, максимально допустимая разность находится в пределах от 17 до 19 бар).

Последствия такой аномалии в работе электроклапана для функционирования установки вы легко можете себе представить!

47. ПРОБЛЕМА УПРАВЛЯЮЩЕГО ТРАКТА ТРВ

Теперь, когда мы немного лучше знаем термостатические ТРВ, перед тем как, приступить к изучению многочисленных проблем, возникающих при неправильной установке термобаллона ТРВ, следует напомнить различные способы заполнения термобаллонов, обычно используемые на практике.

1) Жидкостная заправка

Этот тип заправки мы уже неоднократно рассматривали в различных примерах, чтобы понять принцип работы ТРВ. В этом случае управляющий тракт ТРВ содержит, как правило, тот же самый хладагент, что и холодильная установка.

Заметим, что с такой заправкой требуется, чтобы корпус ТРВ всегда был *более теплым*, чем термобаллон.

Действительно, если корпус ТРВ становится холоднее термобаллона, вне зависимости от того, почему это произошло, жидкость, в соответствии с принципом холодной стенки Ватта (см. раздел 28. "Проблема перетекания жидкого хладагента") будет перемещаться в управляющую полость ТРВ (см. рис. 47.1).

При этом давление в управляющем тракте и управляющей полости будет определяться только температурой хладагента в управляющей полости, *какой бы ни была температура термобаллона!*

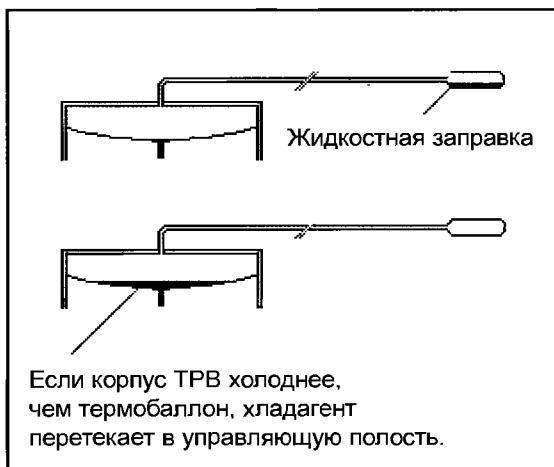


Рис. 47.1.

То есть, даже если температура термобаллона растет, ТРВ не сможет нормально открываться и работа установки будет сопровождаться признаками неисправности типа "слишком слабый ТРВ"!

Отметим, что при этом начнет падать давление кипения и возрастать перегрев. Снижение температуры кипения будет приводить к еще более интенсивному охлаждению корпуса ТРВ. Одновременно с этим, рост перегрева вызовет еще более высокий нагрев термобаллона. Разница между температурой корпуса ТРВ и его термобаллона будет расти в *нежелательном направлении* и, таким образом, возврат к нормальной работе установки станет невозможным.

В случае, когда столкнувшись с неисправностью типа "слишком слабый ТРВ", вы будете подозревать возможность перетекания жидкости из термобаллона в управляющую полость ТРВ, рекомендуется произвести следующую очень несложную операцию: остановите компрессор, затем оберните верхушку ТРВ тряпкой, смоченной в горячей воде (**ВНИМАНИЕ! Никогда не используйте открытое пламя, поскольку это чревато очень тяжелыми последствиями**).

Если ваше предположение верно, когда верхушка ТРВ достаточно прогреется, жидкость вновь переместится в термобаллон и ТРВ вновь сможет работать нормально.

Конечно, если корпус ТРВ вновь станет холоднее, чем термобаллон, неисправность снова повторится.

Поэтому, при наличии такой возможности, предпочтительнее будет выбрать ТРВ с другим типом заправки.

Заметим, что в некоторых случаях управляющие тракты ТРВ сознательно заправляют жидким хладагентом в таком объеме, который превышает сумму объемов управляющей полости и капиллярной трубки, соединяющей термобаллон с управляющей полостью. В этом случае, в термобаллоне всегда будет оставаться жидкость, какой бы ни была температура корпуса ТРВ (см. рис. 47.2), и перегрев будет обеспечиваться нормально.

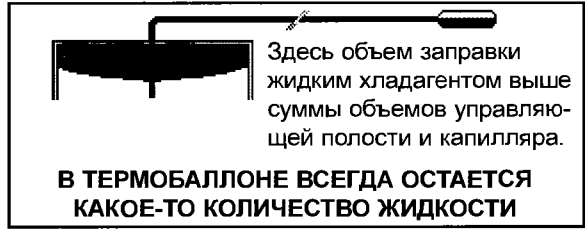


Рис. 47.2.

Проблема заключается в том, что монтажник или ремонтник, как правило, не знает точно, каким типом управляющего тракта оборудован тот или иной ТРВ!



Рис. 47.3.

Немного ниже мы увидим, что термобаллон всегда лучше устанавливать на горизонтальном участке трубопровода.

Однако, это может оказаться невозможным, и может так случиться, что вы будете вынуждены закреплять термобаллон ТРВ на вертикальном участке.

В этом случае всегда следует капиллярную трубку, соединяющую термобаллон с управляющей полостью, подводить к термобаллону сверху (см. рис. 47.3), чтобы помешать жидкости (если она находится в термобаллоне) стекать под действием силы тяжести в управляющую полость ТРВ.

Соблюдение этого условия при монтаже поможет Вам избежать неприятностей.

2) Адсорбционная заправка

При таком типе заправки управляющий тракт заполнен инертным газом, который при обычных температурах не конденсируется, а в термобаллоне находится поглотитель в виде твердого тела из адсорбирующего вещества (см. рис. 47.4).

Когда температура термобаллона растет (перегрев повышается), из поглощающего вещества выделяется газ, что приводит к повышению давления в управляющем тракте и открытию ТРВ.

Напротив, при охлаждении термобаллона (перегрев снижается), адсорбент поглощает газ, что приводит к падению давления в управляющем тракте и закрытию ТРВ.

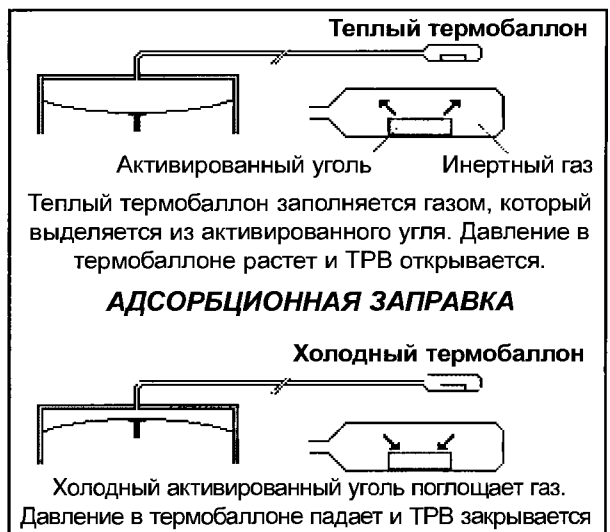


Рис. 47.4.

Преимуществом этого типа заправки является то, что тракт совсем не содержит жидкости и, следовательно, никакое перетекание невозможно. ТРВ будет работать нормально независимо от соотношения температур корпуса ТРВ и его термобаллона.

С другой стороны, известно, что адсорбционная заправка гораздо более инерционна и реагирует на резкие изменения температуры медленнее, чем жидкостная заправка.

Поэтому, если для условий, когда потребности в холоде относительно стабильны, адсорбционная заправка вполне удовлетворительна, то при быстрых и частых изменениях таких потребностей ее использование не рекомендуется.

3) Заправка МОР

Аббревиатура **М.О.Р.** означает **Maximum Operating Pressure** (Максимальное рабочее давление) или **Motor Overload Protection** (Защита двигателя от перегрузок). Сейчас мы попытаемся понять, что это значит.

В обычном управляющем тракте с жидкостной заправкой рост температуры термобаллона сопровождается повышением давления в нем согласно соотношению “давление-температура” для насыщенных паров жидкости (см. точки 1, 2 и 3 на графике в верхней части рис. 47.5). Одновременно, в термобаллоне остается все меньше и меньше жидкости, а над свободной поверхностью жидкости появляется все больше и больше паров (см. раздел 1.2. “Влияние температуры и давления на состояние хладагентов. Упражнение”).

Управляющий тракт с заправкой МОР содержит ограниченное количество жидкости, заливаемое в процессе изготовления ТРВ таким образом, чтобы при достижении температурой термобаллона определенной величины (называемой температурой МОР), вся жидкость, находящаяся в термобаллоне, испарилась (точка 5 на нижнем графике рис. 47.5).

При превышении температуры МОР, если температура термобаллона продолжает расти, давление в термобаллоне больше не меняется, поскольку в нем больше нет жидкости.

Таким образом, давление в термобаллоне в точке 6 почти равно давлению в точке 5, тогда как при традиционной жидкостной заправке давление в термобаллоне было бы гораздо выше (равно давлению в точке 3'). Это означает, что при температуре выше температуры МОР, ТРВ будет закрыт больше, чем в случае если бы он был оборудован трактом с обычной жидкостной заправкой. С другой стороны, при температуре ниже температуры МОР ТРВ работает точно так же, как если бы он был оборудован трактом с обычной заправкой (давление в точке 4 равно давлению в точке 1).

Попутно заметим, что термостаты торгового холодильного оборудования (см. раздел 61) имеют такие же управляющие тракты, что и ТРВ. Это поможет вам понять их работу.

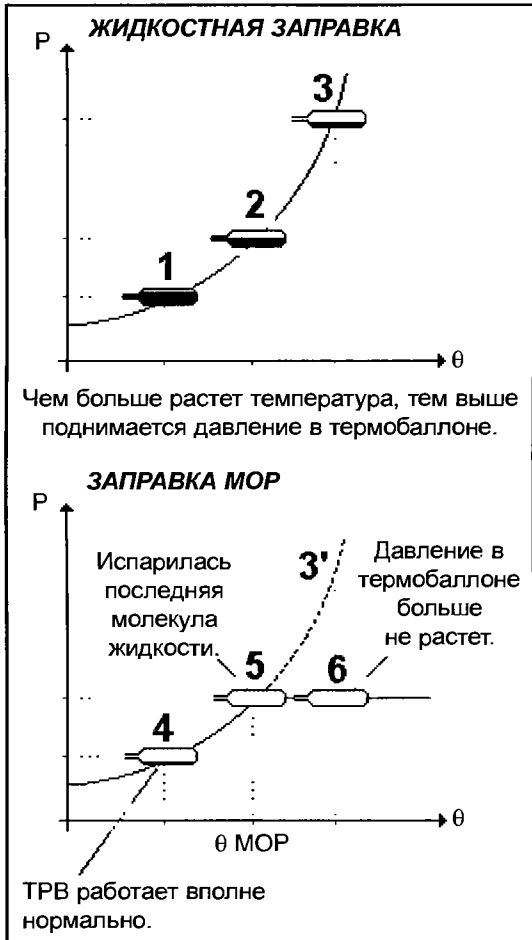


Рис. 47.5.

4) Для чего нужна заправка МОР?

Чтобы ответить на этот вопрос, вначале напомним, что при повышении температуры кипения на 1 градус холодопроизводительность повышается примерно на 3...5% (см. раздел 9.1. "Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность. Упражнение").

Теперь представим себе, что холодильная установка работает при температуре кипения -30°C . Это означает, что испаритель время от времени полностью покрывается снежной шубой и его необходимо периодически размораживать.

Однако, чтобы произвести разморозку нужно будет обязательно поднять температуру испарителя (а, следовательно, и давление в нем) выше 0°C , каким бы ни был способ оттаивания.

Таким образом, при запуске после оттаивания давление кипения повысится на величину, соответствующую приросту температуры по сравнению с рабочей, не менее 30 К!

Допуская, что средний прирост холодопроизводительности в нашей установке составляет 4% на 1 градус повышения температуры кипения (прироста давления кипения), мы получим резкое увеличение холодопроизводительности в момент запуска на $4 \times 30 = 120\%$.

Во избежание отключения установки предохранительным реле ВД, конденсатор должен быть подобран таким образом, чтобы отдал огромное количество тепла, поступающего в него вместе с хладагентом в результате резкого (более чем в два раза) увеличения холодопроизводительности, которое будет иметь место в течение всего периода выхода установки на установившийся режим работы до тех пор, пока давление кипения вновь не достигнет номинального значения, соответствующего температуре кипения -30°C (см. рис. 47.6).

Таким образом, только для того, чтобы обеспечить запуск установки после размораживания (или после останова), нужно иметь очень сильно переразмеренный по отношению к номинальному режиму конденсатор со всеми отрицательными моментами, которые при этом появляются (см. раздел 32. "Почему нужно регулировать конденсатор с воздушным охлаждением?").

Существует и другая серьезная проблема. В самом деле, в течение всего периода выхода на номинальный режим, компрессор должен перекачивать гораздо больший, чем на номинальном режиме, массовый расход хладагента. Следовательно, он должен получать гораздо больше энергии и потреблять гораздо больший ток. Это означает, что электродвигатель также должен быть сильно переразмерен, и в этом случае появляются новые проблемы, особенно для герметичных и бессальниковых компрессоров!

Обобщая все вышеизложенное, можно сделать вывод о том, что при работе установки, оснащенной термостатическим ТРВ с температурой кипения значительно выше номинальной (например, при заморозке после оттаивания), в течение всего периода выхода на номинальный режим и перехода от повышенного давления кипения к номинальному (то есть во время переходного режима), будет повышаться мощность, потребляемая мотором компрессора (с опасностью отключения компрессора тепловым реле или защитой, встроенной в электродвигатель), а также количество тепла, которое выделяется на конденсаторе (с опасностью отключения компрессора предохранительным реле ВД).

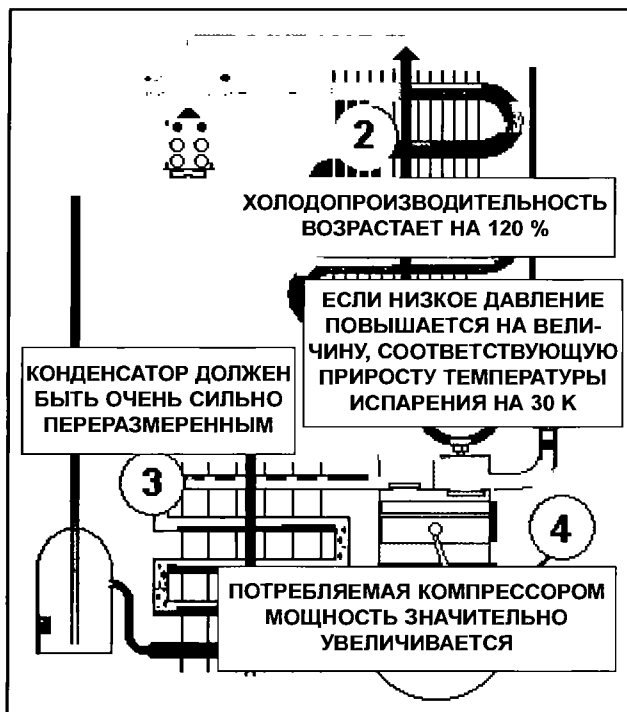


Рис. 47.6.

Для предотвращения таких опасностей достаточно ограничить сильный рост давления кипения после оттаивания.

Итак, что происходит если ТРВ имеет заправку МОР?

Пройдя точку МОР, вся жидкость, содержащаяся в термобаллоне, выкипает и сила открытия ТРВ достигает своего максимума.

Если давление кипения будет стремиться к дальнейшему росту, результирующая сила, действующая снизу на мембрану ТРВ, обусловит его закрытие (см. раздел 46. "Термостатические ТРВ. Дополнительные сведения").

Следовательно, давление кипения ни в коем случае не может быть выше точки МОР и поставленная цель достигнута (см. рис. 47.7).

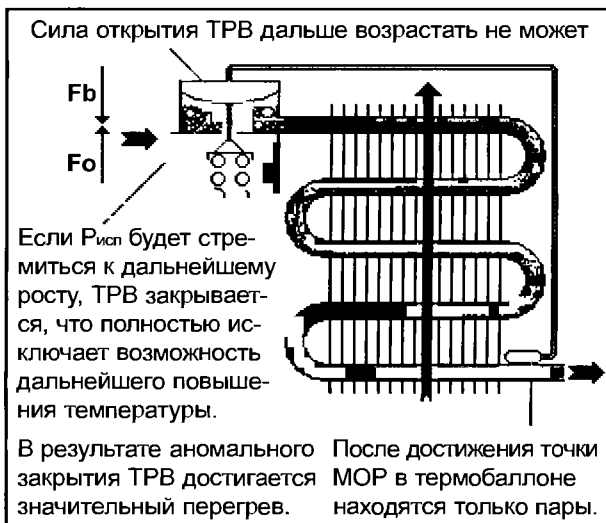


Рис. 47.7.

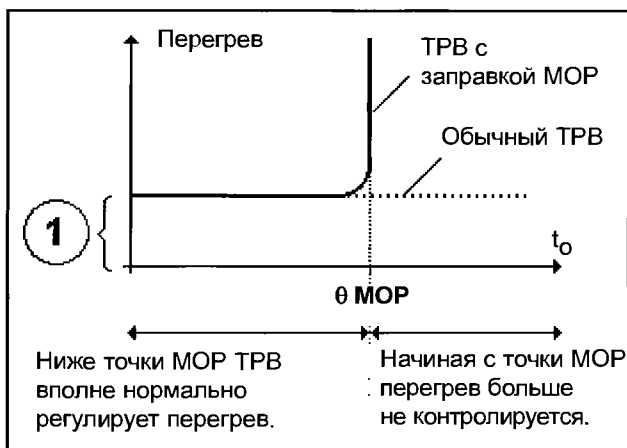


Рис. 47.8.

Таким образом, мы увидели, что ниже точки МОР ТРВ работает вполне нормально, поддерживая постоянный перегрев (поз. 1 на рис. 47.8).

При достижении точки МОР вся жидкость в термобаллоне выкипает и ТРВ больше не может продолжать открываться.

Это означает, что после прохождения этой точки испаритель не будет больше нормально подпитываться жидкостью и перегрев начнет возрастать. Напротив, ТРВ с обычной заправкой управляющего тракта будет продолжать открытие, чтобы поддерживать постоянный перегрев.

Итак, в течение всего переходного режима заправка МОР ограничивает поступление жидкости в испаритель, препятствуя опасному росту температуры кипения выше температуры точки МОР.

Рассмотрим предыдущий пример (давление кипения на номинальном режиме соответствует -30°C) и предположим, что теперь установка оснащена ТРВ с заправкой МОР, который настроен, скажем, на температуру МОР -25°C . В такой установке, после размораживания, давление кипения не сможет подняться до величины, соответствующей 0°C , как раньше, а останется на уровне -25°C в течение всего периода выхода на номинальный режим. В этом случае, прирост давления кипения по отношению к номинальному уровню совсем немного может превысить величину, эквивалентную 5 К (то есть прирост холодопроизводительности составит только около 20%).

Тогда повышение потребляемой мощности компрессора и тепловой мощности конденсатора снизится со 120% (для ТРВ с обычной заправкой) до 20% (для ТРВ с заправкой МОР).

Заметим, что поскольку в течение всего переходного периода наполнение испарителя жидкостью ограничено, перегрев будет оставаться повышенным до тех пор, пока давление кипения будет превышать точку МОР. *Следовательно, для установок, оборудованных ТРВ с заправкой МОР, длительность выхода на номинальный режим будет гораздо больше, чем для установок, имеющих ТРВ с обычной заправкой.*

Однако, поскольку при этом отпадает необходимость в чрезвычайно сильном переразмеривании конденсатора и двигателя компрессора, себестоимость установки резко снижается. Поэтому большинство низкотемпературных установок с *единичным испарителем* оборудованы ТРВ с заправкой МОР.

5) Дополнительная информация

К сожалению, все не так просто, и ТРВ с заправкой МОР не является панацеей для защиты во *всех случаях* от огромных перегрузок, обусловленных значительным ростом НД. Попробуем понять, почему.

Испаритель и всасывающий трубопровод после размораживания, например, будут содержать пары хладагента при температуре выше 0°C. При запуске компрессора мотор обязательно будет работать с *перегрузкой в течение всего периода времени, необходимого для того, чтобы давление во всасывающей магистрали опустилось до точки МОР.*

Если испаритель и компрессор находятся рядом, эта перегрузка носит относительно непродолжительный характер и, как правило, не влечет за собой отключения компрессора предохранительным устройством. Однако, если испаритель и компрессор удалены друг от друга на большое расстояние (см. рис. 47.9), во всасывающем трубопроводе (имеющем большой диаметр, чтобы снизить потери давления и скорость газов) *находится достаточно большое количество паров хладагента (поз. 1).*

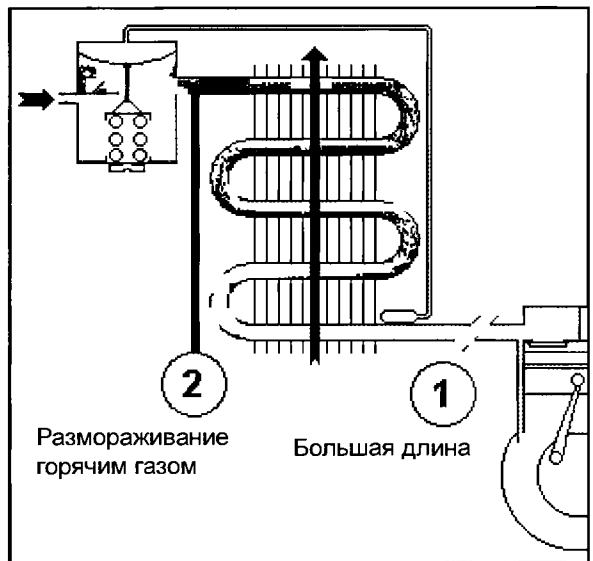


Рис. 47.9.

Но чем больше объем паров в низконапорной части контура, тем большее время требуется компрессору после запуска, чтобы снизить давление до точки МОР, и тем больше опасность отключения компрессора предохраняющим устройством.

Другая проблема возникает, когда размораживание производится не с помощью электроподогрева, а путем вдува в испаритель горячих газов (поз. 2). При таком размораживании, даже если ТРВ МОР перекрыт, повышение давления в испарителе обусловлено потоком горячего газа, который не контролируется ТРВ, и степень повышения давления зависит только от расхода вдуваемого в испаритель газа и его температуры.

В этом случае, если точка МОР пройдена, хотя ТРВ и закрыт, горячий газ может вызвать подъем давления в испарителе *гораздо выше этой точки*, следствием чего будет значительная перегрузка электродвигателя компрессора и его отключение предохраняющим устройством.

И тогда на помощь приходит регулятор давления в картере...

48. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ В КАРТЕРЕ

В предыдущем разделе мы ознакомились с проблемами, возникающими при запуске холодильной установки с аномально выросшим, по сравнению с номинальным рабочим значением, давлением во всасывающей магистрали. Теперь мы знаем, что ТРВ с заправкой МОР иногда может позволить решить эти проблемы. Однако, в некоторых случаях (большой объем низконапорной части контура, размораживание горячим газом) требуется слишком много времени для того, чтобы аномально выросшее давление упало до значения, соответствующего точке МОР. Компрессор при этом длительный период времени вынужден работать с перегрузкой, что создает опасность его отключения предохраняющим устройством.

Для решения этих проблем используется специальный регулятор, который называют регулятором давления в картере.

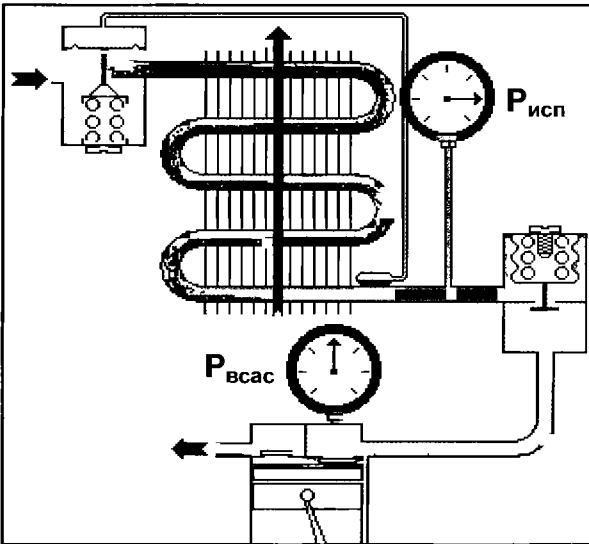


Рис. 48.1.

На рис. 48.1 показана принципиальная схема такого регулятора, установленного на всасывающей патрубке в непосредственной близости от компрессора. Испаритель подключен к входу регулятора, компрессор – к выходу. Конструкция регулятора такова, что поверхность сильфона и поверхность клапана имеют одинаковые площади.

Обозначим давление со стороны испарителя как $P_{исп}$, а давление со стороны компрессора как $P_{всac}$.

$P_{исп}$ создает усилие закрытия регулятора, действуя на поверхность сильфона (вверх) и усилие открытия (вниз), действуя на поверхность клапана (см. рис. 48.2). С учетом того, что площади поверхностей сильфона и клапана одни и те же, эти усилия взаимно уничтожаются и положение клапана регулятора совершенно не зависит от давления со стороны испарителя!

Тогда в наличии остаются только две силы: сила открытия, обусловленная пружиной, и сила закрытия, обусловленная давлением $P_{всac}$ со стороны компрессора.

При заданной настройке пружины, если $P_{всac}$ возрастает, регулятор закрыт. Поскольку при этом компрессор продолжает работать, $P_{всac}$ уменьшается. Когда сила пружины вновь становится преобладающей, регулятор открывается, и так далее, до тех пор, пока не будет найдено положение равновесия.

Таким образом, $P_{всac}$ не сможет превысить значения, соответствующего настройке пружины, даже если при остановке компрессора будет иметь место рост давления в испарителе!

С другой стороны, поскольку $P_{всac}$ всегда ниже величины, на которую настроена пружина, и соответствует номинальному установившемуся режиму, на номинальном режиме регулятор будет полностью открыт и не будет оказывать никакого влияния на работу установки.

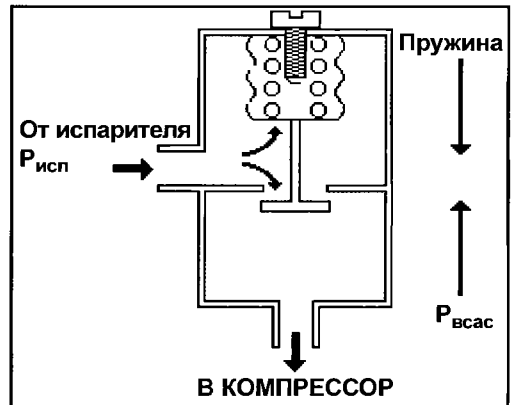


Рис. 48.2.

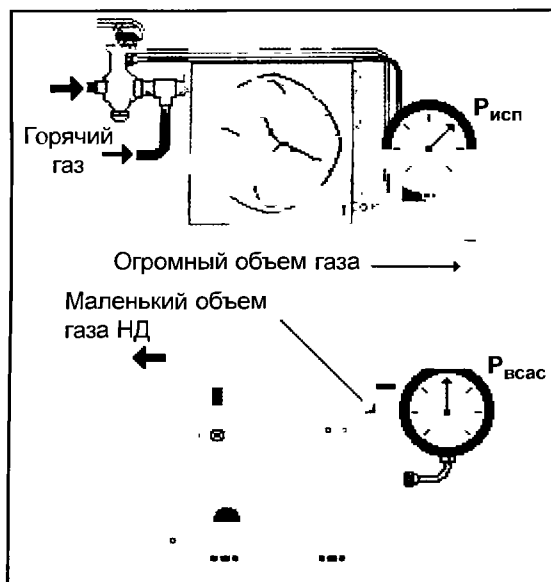


Рис 48.3.

Регулятор давления устанавливается в непосредственной близости от компрессора, объем газа, который заключен между регулятором и компрессором, сравнительно небольшой, и при запуске, например, после размораживания, давление падает очень быстро, даже если объем газа со стороны испарителя огромный, поэтому *продолжительность действия возможной перегрузки крайне незначительна.*

Точно также, если размораживание горячим газом приведет к существенному росту $P_{исп}$, максимальное значение $P_{всас}$ будет ограничено величиной настройки пружины (см. рис. 48.3).

В предыдущем разделе мы видели, что для этих двух случаев использование ТРВ с заправкой МОР не дает нужного эффекта. Теперь мы знаем, что регулятор давления в картере позволяет легко решить проблему ограничения давления во всасывающей магистрали при запуске.

Можно легко себе представить, что использование ТРВ с заправкой МОР в холодильных установках для торгового оборудования, имеющих, как правило, несколько испарителей, которые могут работать при разных температурах, причем некоторые из них могут функционировать, другие размораживаться, не позволит эффективно решать проблему ограничения давления во всасывающей магистрали при запуске, тем более, что в этих установках объемы газа со стороны испарителя чрезвычайно велики (см. рис. 48.4).

На установках такого типа использование регулятора давления в картере позволяет решить все текущие проблемы, независимо от того, какой способ применяется для размораживания их испарителей.



Рис. 48.5.

Нет никаких противопоказаний к тому, чтобы на установках большой мощности с огромным расходом хладагента через компрессор установить параллельно несколько регуляторов давления в картере (см. рис. 48.5) с тем, чтобы на установившемся режиме (когда регуляторы полностью открыты) обеспечить минимально возможные потери давления на них.

Заметим, однако, что поскольку регулятор давления в картере снижает массовый расход хладагента во время выхода на установившийся режим (после остановки или размораживания), *длительность переходного режима обязательно увеличится.*

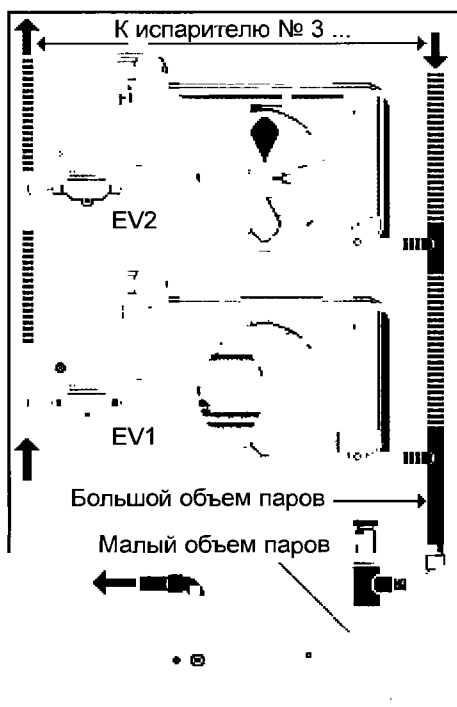


Рис. 48.4.

Итак, обобщим все вышеизложенное. На установках, где есть опасность сильного возрастания давления во всасывающей магистрали (например, на низкотемпературных установках, после размораживания или продолжительной остановки), двигатель компрессора во время выхода установки на номинальный режим работы *подвержен действию значительных перегрузок, требующих его переразмеривания* во избежание несвоевременных отключений предохраняющими устройствами (тепловые реле, встроенная защита двигателя, реле ВД...).

Чтобы, несмотря на это, использовать в установке менее мощный и, следовательно, *более экономичный компрессор* (как по цене, так и по уровню потребления электроэнергии), необходимо ограничивать рост давления на входе в компрессор до приемлемой для данной установки величины.

Когда объемы испарителя и всасывающего трубопровода относительно небольшие, в составе установки имеется только один испаритель и применяемая *система размораживания будет останавливать подпитку испарителя жидкостью* во время его оттаивания, защиту двигателя компрессора от перегрузок на запуске, после длительной остановки или размораживания, может без проблем обеспечить ТРВ с заправкой МОР.



Во всех других случаях (несколько испарителей, большие объемы низконапорной части контура, размораживание горячим газом...) необходимо использовать регулятор давления в картере.

48.1. УПРАЖНЕНИЕ

Можно ли устанавливать *одновременно* и регулятор давления в картере и ТРВ с заправкой МОР?

Чтобы помочь вам ответить на этот вопрос, рассмотрим установку, представленную на рис. 48.6, работающую на номинальном режиме. При этом температура кипения составляет -25°C (1 бар для R22), а регулятор давления в картере настроен таким образом, чтобы ограничивать давление на входе в компрессор *максимум* величиной 1,9 бара (-15°C). ТРВ с внешним уравниванием оснащен сменным управляющим трактом, например, с адсорбционной заправкой. После размораживания, когда температура в испарителе будет больше 0°C , давление в нем может вырасти свыше 4 бар.

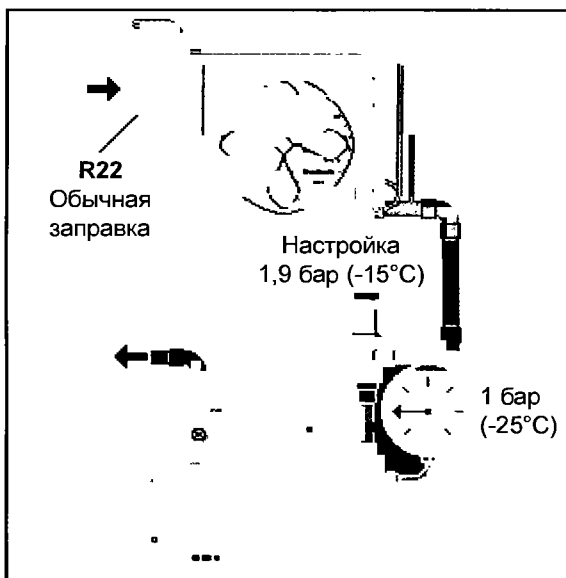


Рис. 48.6.

Представим себе, что управляющий тракт ТРВ потерял герметичность и вы должны заменить его. *К несчастью* (вы подозревали это) у вас нет с собой в запасе точно такого же тракта.

С другой стороны, у вас есть три тракта с заправкой МОР, которые подходят к ТРВ, стоящему на установке: один тракт с точкой МОР -30°C , другой – с точкой МОР -20°C и третий – с точкой МОР -10°C .

- 1) Как будет работать эта установка с каждым из трех трактов? Какой из них вы бы выбрали?
- 2) Что вы должны сделать для настройки регулятора давления в картере?

Когда вы найдете ответы на эти вопросы (если вам не удалось этого сделать, еще раз изучите два предыдущих раздела), можете проверить себя, ознакомившись с ответом ниже

Решение

1) Можно ли одновременно устанавливать регулятор давления в картере и ТРВ с заправкой МОР?

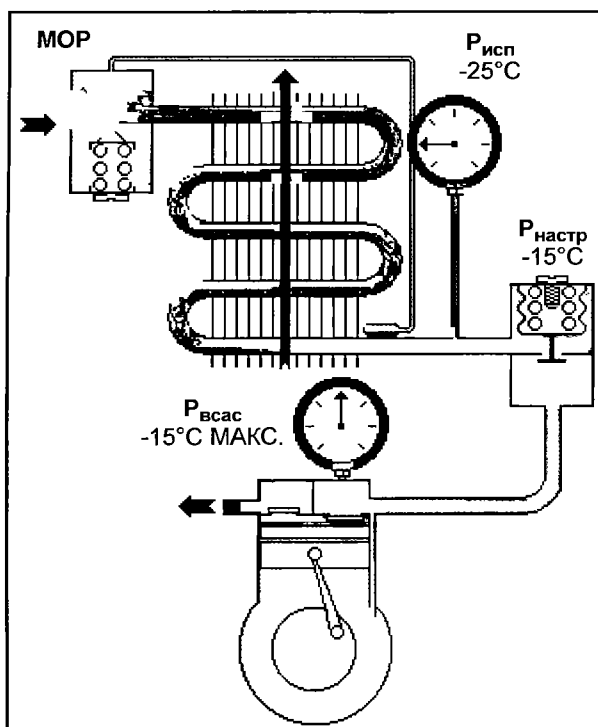


Рис. 48.7.

Чтобы ответить на этот непростой вопрос, еще раз внимательно ознакомимся с исходными данными.

1) Температура кипения (t_0) на номинальном режиме работы установки должна находиться на уровне -25°C с тем, чтобы обеспечить требуемую температуру в холодильной камере.

2) После размораживания или длительных остановок $P_{\text{исп}}$ может превышать 4 бара для R22 (температура в испарителе выше 0°C).

3) Давление на входе в компрессор ($P_{\text{всас}}$) в любом случае должно оставаться ниже или равным 1,9 бар (то есть -15°C), чтобы перегрузка двигателя компрессора при запуске или после продолжительной остановки не превышала допустимой величины и не приводила к отключению компрессора предохраняющими устройствами.

Перед тем, как приступить к анализу трех возможных вариантов использования ТРВ с заправкой МОР, напомним, что происходит при работе ТРВ с обычной заправкой.

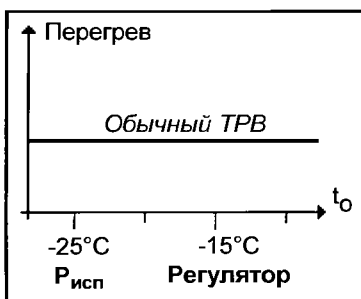


Рис. 48.8.

На номинальном режиме $P_{\text{исп}}$ соответствует температуре -25°C и ТРВ обеспечивает постоянный перегрев. Регулятор давления в картере открыт полностью так, как если бы его не было вовсе, поскольку давление всасываемых газов гораздо ниже величины настройки (см. рис. 48.8).

При размораживании (для простоты условимся, что размораживание производится при помощи электронагревателя и компрессор остановлен) давление в испарителе начинает расти, повышаясь от 1 бара (-25°C) до более чем 4 бар (0°C).

Когда давление в испарителе достигнет 1,9 бар (-15°C), регулятор давления в картере закрывается и давление в компрессоре не растёт, даже если он остановлен. В испарителе же $P_{\text{исп}}$ продолжает расти до тех пор, пока не превысит 4 бар в конце оттаивания.

По окончании размораживания компрессор запускается при давлении на входе $P_{\text{всас}} = 1,9$ бар (это максимально допустимое давление), каким бы ни было давление в испарителе. В течение всего времени выхода на номинальный режим регулятор запуска поддерживает $P_{\text{всас}}$ на уровне 1,9 бар. В это время давление в испарителе $P_{\text{исп}}$ станет ниже 1,9 бар (-15°C), регулятор давления в картере будет оставаться полностью открытым и температура в холодильной камере начнет опускаться до тех пор, пока не достигнет номинального значения температуры кипения -25°C .

Теперь приступим к анализу вариантов использования ТРВ с заправкой МОР:

В первом случае, если установить управляющий тракт с точкой МОР -30°C , ТРВ будет препятствовать росту $P_{\text{исп}}$ выше величины, соответствующей -30°C , тогда как нам потребуется обеспечить на номинальном режиме температуру кипения -25°C . Следовательно, давление кипения будет постоянно оставаться явно недостаточным, что приведет к очень большому полному температурному напору на испарителе при работе установки.

Поскольку ТРВ будет постоянно закрыт, испаритель окажется слабо наполненным жидкостью и на термобаллоне будет очень высокий перегрев. Плохое заполнение испарителя приведет к падению холодопроизводительности и температура в холодильной камере возрастет (см. рис. 48.9). Заметим, что регулятор давления в картере начинает закрываться только при достижении температуры -15°C , поэтому он будет постоянно открытым и свои функции по защите двигателя от перегрузки будет выполнять лишь на начальном этапе запуска после размораживания.

Таким образом, установка ТРВ с точкой МОР ниже настройки регулятора запуска приведет к появлению признаков неисправности типа «слишком слабый ТРВ» (см. раздел 14.1. «Слишком слабый ТРВ. Анализ симптомов»).

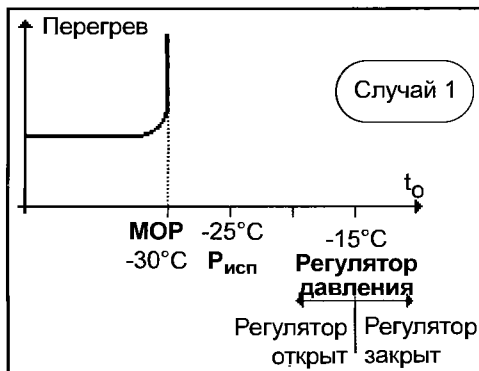


Рис. 48.9.



Первый вывод: температура точки МОР должна быть всегда выше номинальной температуры кипения.

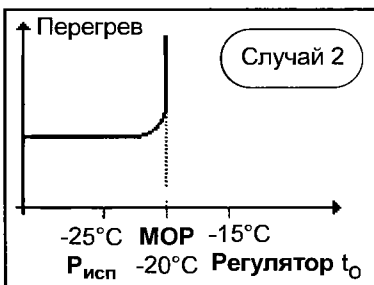


Рис 48.10.

Во втором случае, если установить ТРВ с точкой МОР -20°C , он будет стремиться к тому, чтобы предотвратить рост $P_{\text{исп}}$ выше величины, соответствующей этой температуре. На номинальном режиме работы $P_{\text{исп}}$ будет без проблем сохраняться на уровне, соответствующем -25°C (ниже точки МОР), и холодопроизводительность, в отличие от предыдущего случая, будет вполне нормальной (см. рис. 48.10).

Однако, после размораживания, $P_{\text{исп}}$ обязательно поднимется выше 4 бар (то есть 0°C). При запуске компрессора после размораживания, ТРВ с заправкой МОР будет стремиться поддерживать температуру кипения на уровне не выше -20°C , однако регулятор запуска допускает давление на входе компрессора 1,9 бар (то есть -15°C), предотвращая опасную перегрузку двигателя.

Таким образом, хотя установка и допускает во время выхода на режим давление 1,9 бар (-15°C), ТРВ с заправкой МОР будет ограничивать это давление величиной, соответствующей -20°C , то есть на 5 К ниже максимально допустимого для двигателя уровня.

В результате, из-за наличия ТРВ с заправкой МОР, холодопроизводительность при выходе на номинальный режим будет неоправданно снижена примерно на $5 \times 4 = 20\%$ и время, необходимое для достижения заданной температуры в холодильной камере, обязательно возрастет. Поэтому, вместо улучшения условий работы, ТРВ с заправкой МОР, в данном случае, вызовет ненужное увеличение продолжительности выхода на номинальный режим после размораживания, длительной остановки или закладки большого количества продуктов в холодильную камеру.



Второй вывод: температура точки МОР не должна быть ниже температуры настройки регулятора запуска.

Изучим теперь последний случай (Предшествующие объяснения дают вам возможность принять правильное решение). Итак, перед тем, как читать дальше, подумайте еще немного!..

В последнем случае точка МОР составляет -10°C , то есть **гораздо выше** настройки регулятора давления (-15°C) и номинальной температуры кипения (-25°C). На номинальном режиме $P_{\text{исп}}$ будет без проблем поддерживаться на уровне, соответствующем -25°C , и установка будет работать вполне нормально (см. рис. 48.11).

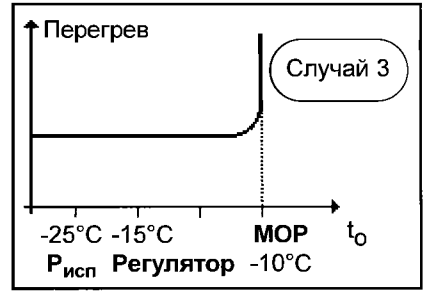


Рис. 48.11.

После размораживания или продолжительной остановки заправка МОР будет стремиться к ограничению $P_{\text{исп}}$ до уровня, соответствующего -10°C , что может немного замедлить темп снижения температуры в холодильной камере от 0°C (конец оттаивания) до -10°C . Потом установка начнет работать так, как если бы она была оснащена ТРВ с обычной заправкой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ. СОВМЕСТНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ И ТРВ С ЗАПРАВКОЙ МОР ПРИ ОПРЕДЕЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ ВОЗМОЖНО, НО НЕ РЕКОМЕНДУЕТСЯ.



В процессе ремонта, если у вас нет другого выхода, допускается совместное использование регулятора давления и ТРВ с заправкой МОР, однако необходимо, чтобы при этом температура точки МОР была всегда выше температуры настройки регулятора.

2) Как производить настройку регулятора давления в картере?

Настройка производится просто путем установки манометра НД на входе в компрессор и воздействием на регулировочный винт для достижения желаемого давления (при поджатии пружины $P_{\text{всас}}$ возрастает).

Давление настройки регулятора не должно слишком сильно превышать допустимое давление на входе в компрессор. Оно определяется в момент выбора компрессора по данным конструкторской документации в зависимости от номинальных условий работы. Если вы не имеете никаких сведений и не знаете, на какую величину давления можно настроить регулятор, в первом приближении его можно настроить на величину, которая соответствует превышению температуры над номинальной температурой кипения примерно в 5...10 К. Если при выходе на режим сила тока слишком велика, а другие параметры вам кажутся нормальными, вы должны понизить давление настройки регулятора.

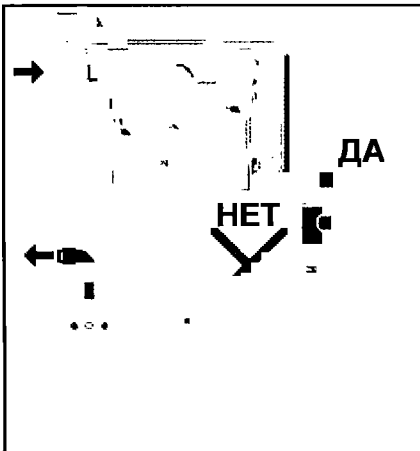


Рис 48.12.



Во всех случаях, во время испытаний установки, следует убедиться, что при выходе на режим сила тока, потребляемого электродвигателем, не превышает значения, указанного на пластинке, имеющейся на корпусе компрессора.

Примечание. Монтаж регулятора давления в картере, очень распространенного в низкотемпературных установках, не представляет никаких проблем, особенно если строго соблюдать инструкции разработчика.

Чтобы объем паров на входе в компрессор при давлении $P_{\text{всас}}$ был минимально возможным, регулятор давления в картере надо устанавливать как можно ближе к компрессору, избегая включения других устройств (гидравлические демпферы, отделители жидкости...) между регулятором и компрессором (см. рис. 48.12).

49. ПРОБЛЕМА ТЕРМОБАЛЛОНА ТРВ

Чтобы закончить изучение термостатических ТРВ, мы вспомним те требования, которые нужно соблюдать при установке термобаллонов с целью предотвращения проблем, обусловленных их неправильным закреплением на трубопроводах. Вначале напомним, что ТРВ выполняет свои регулирующие функции главным образом в зависимости от температуры его термобаллона. То есть, если термобаллон установлен *неправильно*, ТРВ не сможет *нормально* работать.



Поэтому термобаллон ТРВ должен быть установлен на трубопроводе всасывания на выходе из испарителя таким образом, чтобы его температура в наибольшей степени постоянно соответствовала температуре газа, выходящего из испарителя.

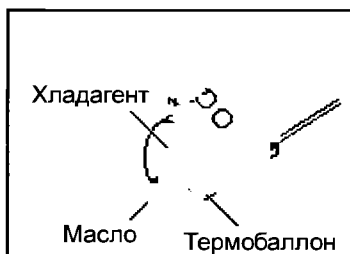


Рис. 49.1.

Например, никогда не следует располагать термобаллон под трубой, как это представлено на рис. 49. Действительно, масло, которое возвращается в компрессор, под действием силы тяжести стекает в нижнюю часть трубопровода всасывания. Тогда термобаллон, вместо того, чтобы измерять температуру газа, будет измерять температуру масла.

При таком монтаже масло выступает как теплоизолирующий элемент, помещенный между термобаллоном и всасываемым газом. Например, если температура газа начинает быстро уменьшаться, он должен вначале охладить масло и только после этого термобаллон начнет чувствовать падение температуры. Следовательно, время реакции термобаллона возрастает и закрытие ТРВ происходит с задержкой (в пределе, запаздывание может даже повлечь за собой гидроудар!).

На рис. 49.2 вы можете увидеть, как наилучшим образом закрепить термобаллон на трубопроводе согласно рекомендациям изготовителей в зависимости от диаметра трубопровода всасывания. Заметим, что чем больше диаметр трубы, тем ниже рекомендуется опускать термобаллон, однако никогда не устанавливая его под трубой (из-за наличия масляной пленки).

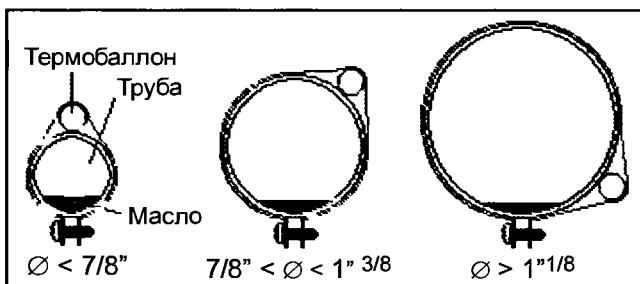


Рис. 49.2.



Рис. 49.3.

Поскольку температура термобаллона должна в максимальной степени соответствовать температуре газов, *его следует укреплять на трубопроводе с помощью специального хомута, поставляемого изготовителем.*

Использование бечевки, электропровода, лейкопластыря, проволоки и т.п. для крепления термобаллона (см. рис. 49.3) категорически запрещается, главным образом из-за температурных деформаций (тем больших, чем ниже может опускаться температура кипения), чреватых опасностью очень быстрого ослабления контакта между термобаллоном и трубой. При этом резко возрастает вероятность возникновения гидроударов!

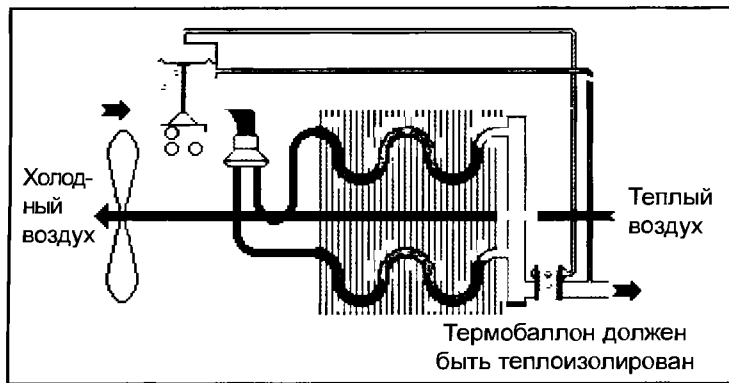


Рис. 49.4.

Точно так же, если на температуру термобаллона может оказывать влияние теплый воздух, проходящий через испаритель, обязательно следует предусмотреть теплоизоляцию термобаллона, иначе в ТРВ будет поступать ложный сигнал о сильном возрастании перегрева, последствия чего вы можете легко себе представить (см. рис. 49.4)!

На рис. 49.5 представлен участок трубопровода, выходящего из испарителя и поднимающегося вверх к компрессору.

При такой монтажной схеме нормальным явлением будет стекание масла и хладагента под действием силы тяжести при остановках компрессора в нижнюю часть испарителя.

При запуске компрессора давление в испарителе будет резко падать, приводя к вскипанию хладагента, растворенного в масле. Однако, при таком вскипании произойдет сильное поглощение тепла. Поэтому трубопровод и термобаллон начнут стремительно охлаждаться.

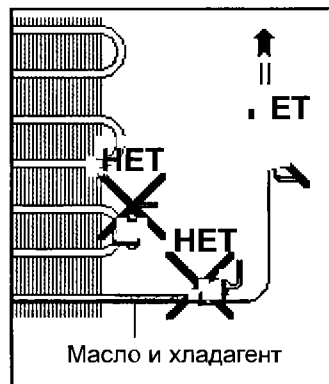


Рис. 49.5.

В этот момент, так как давление конденсации при запуске небольшое и ТРВ должен быть полностью открыт, чтобы как можно лучше запитать испаритель жидкостью, ТРВ резко закроется и появляется реальная опасность отключения компрессора предохранительным реле НД.

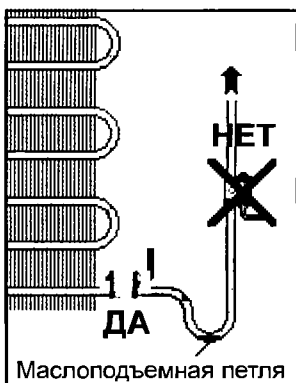


Рис. 49.6.

Чтобы избежать такой опасности, необходимо в нижней части восходящего трубопровода предусмотреть маслоподъемную петлю, а термобаллон установить до петли таким образом, чтобы возможное снижение температуры петли при запуске не оказывало влияние на термобаллон (см. рис. 49.6, а также раздел 37. "Проблема возврата масла").

Почему нужно избегать размещения ТРВ на вертикальном участке трубопровода?

В момент запуска жидкость, накопленная в маслоподъемной петле, начинает кипеть, сильно охлаждая всасывающую магистраль. Охлаждение термобаллона ТРВ может стать причиной отключения компрессора по команде от предохранительного реле НД.

Дополнительно к опасности отключения компрессора в момент запуска, более или менее регулярное прохождение по всасывающей магистрали в районе термобаллона жидкости, накопленной в петле, может повлечь за собой пульсации ТРВ и его беспорядочную работу.

Поэтому устанавливать термобаллон на такую вертикальную магистраль, как правило, не рекомендуется.

Если термобаллон заправлен жидкостью (жидкостная заправка или заправка МОР), капилляр, соединяющий полость термобаллона с управляющей полостью ТРВ, обязательно должен подходить к термобаллону сверху (как показано на рис. 49.7), чтобы воспрепятствовать стеканию жидкости, заправленной в термобаллон под действием силы тяжести в управляющую полость ТРВ (см. раздел 47. "Проблема управляющего тракта ТРВ").

Монтажник, как правило, не осведомленный о типе заправки термобаллона, **всегда** должен предпочитать **расположение** подвода капилляра к термобаллону **сверху**.

Мы видели, что не рекомендуется устанавливать термобаллон на вертикальном участке всасывающего трубопровода.

Однако, если закрепить его на горизонтальном участке не представляется возможным, следует всегда отдавать предпочтение установке термобаллона на таком вертикальном участке, в котором хладагент движется **сверху вниз**.

В этом случае, масло, вместо того, чтобы проходить по трубопроводу *время от времени*, будет *регулярно* возвращаться в компрессор и его прохождение не повлечет за собой периодических пульсаций ТРВ.

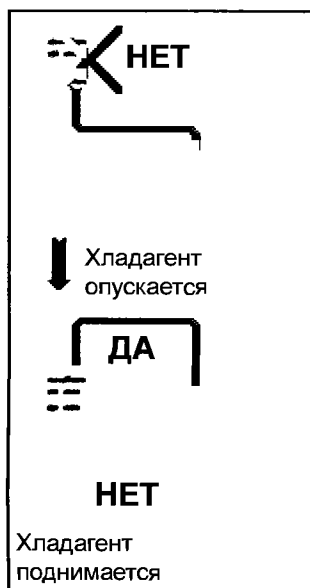


Рис. 49.7.

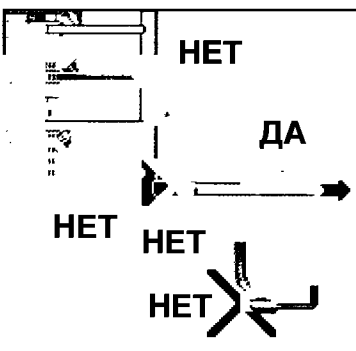


Рис. 49.8.

Монтажник всегда должен помнить, что ТРВ управляется в зависимости от температуры термобаллона. Поэтому, при любом размещении термобаллона, не дающем истинного представления о температуре газов, покидающих испаритель, вы можете получить только несурзности в работе ТРВ.

Например, термобаллон нельзя располагать на всасывающем коллекторе (при таком расположении не будет приниматься во внимание температура газа на выходе из нижних секций испарителя) или на выходном патрубке, соединяющем одну из секций испарителя с коллектором испарителя (см. рис. 49.8). Точно также, не нужно устанавливать термобаллон в местах пайки (сварки) или на изогнутых участках, так как в этих случаях тепловой контакт между термобаллоном и трубой обязательно будет плохим.

Заметьте, что температуру термобаллона определяет не только температура хладагента, циркулирующего во всасывающем патрубке.

В самом деле, точно также на температуру термобаллона влияет температура наружного воздуха, *окружающего термобаллон*. Следовательно, **весьма существенным является максимально возможно усилить влияние температуры хладагента и снизить влияние наружной температуры (см. рис. 49.9)!**

Чтобы максимально способствовать теплообмену между хладагентом и термобаллоном, труба в месте крепления термобаллона должна быть совершенно чистой, поэтому не стесняйтесь очистить ее. Конечно, термобаллон тоже должен быть совершенно чистым и абсолютно прямолинейным.

Можно также еще улучшить контакт между термобаллоном и трубой с помощью специальной теплопроводной пасты, заполнив ею пустоты вдоль образующих трубы и термобаллона, что будет способствовать повышению теплопередачи. Очевидно, что крепежный хомут термобаллона должен быть затянут до предела таким образом, чтобы монтажник не смог рукой повернуть вокруг трубы хомут вместе с термобаллоном.



Рис. 49.9.

Чтобы ослабить влияние температуры воздуха в зоне термобаллона, его необходимо тщательно теплоизолировать от окружающей среды. Применяемая для этой цели теплоизоляция должна быть съемной (чтобы ее можно было легко снять, не разрушая при осмотре термобаллона) и непромокаемой, чтобы она не поглощала воду (поскольку это очень сильно увеличит инерционность термобаллона).



Заметим, что установка теплоизоляции тем больше необходима, чем больше разность между температурой хладагента и окружающего наружного воздуха.

Напомним также, что трубка внешнего уравнивания давления в ТРВ должна врезаться во всасывающую магистраль ниже по потоку от термобаллона, чтобы возможные утечки жидкости через сальниковое уплотнение штока ТРВ не приводили к его необоснованному закрытию (см. раздел 14.5. "Практические аспекты устранения неисправности, обусловленной низкой пропускной способностью ТРВ").

Кстати, заметим также, что трубка внешнего уравнивания должна врезаться в верхнюю часть трубы (см. рис. 49.10).

Действительно, если масло, циркулирующее в нижней части трубопровода всасывания, будет попадать в трубку внешнего уравнивания и накапливаться в ней, возможные изменения давления испарения будут гораздо медленнее доходить в полость под мембраной ТРВ, что неизбежно внесет в его работу погрешности и ошибки.

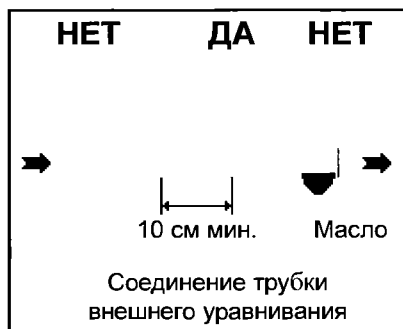


Рис. 49.10.

Напомним также, что если хладагент подается в испаритель через распределитель жидкости, длины всех трубок, соединяющих распределитель с соответствующими секциями испарителя, должны быть одинаковыми (см. рис. 49.11).

В примере на рис. 49.11 труба подвода питания №2 гораздо длиннее трубы №1.

Перепад давления ΔP на трубе №2 гораздо больше, чем на трубе №1, поэтому последняя капля жидкости выкипит в ней гораздо раньше, чем в первой трубе, и в результате секция №2 испарителя окажется недостаточно заполнена жидкостью, даже если термобаллон превосходно установлен и теплоизолирован (см. также раздел 20.5. "Слишком слабый испаритель. Практические аспекты устранения неисправности").

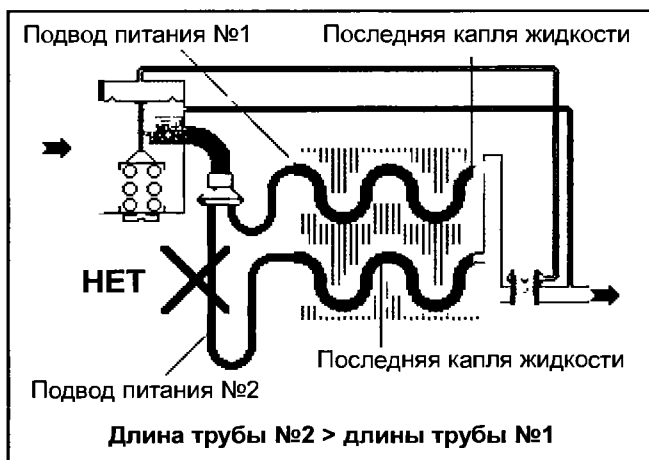


Рис. 49.11.



Итак, никогда не относитесь небрежно к монтажу термобаллона ТРВ. Может быть это смешно, но ничего не будет удивительного в том, что вы никогда не добьетесь желаемых результатов работы установки, если закрепите термобаллон на входе в испаритель или на жидкостной магистрали.

50. ПРЕССОСТАТИЧЕСКИЙ РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ ВЕНТИЛЬ

В наше время РВ такого типа (называемые еще *автоматическими РВ*) почти не применяются. Им теперь предпочитают либо термостатические РВ (которые мы только что изучили), либо капиллярные расширительные устройства (которые мы будем изучать в ближайшем разделе). Однако, вы возможно, будете еще встречать прессостатические РВ, главным образом, в машинах старого выпуска и маломощных агрегатах (бытовые холодильники и кондиционеры, машины для мороженого).

Несмотря на низкую вероятность встречи с ними, мы, тем не менее, изучим этот тип РВ, так как понимание принципов его работы и явлений, которыми она сопровождается, может помочь вам лучше понять следующий раздел, посвященный капиллярным РВ, и расширит ваши знания холодильной техники.

А) Работа прессостатического РВ

Если термостатический РВ предназначен для поддержания постоянного перегрева, то *прессостатический РВ* нужен для того, чтобы поддерживать постоянным давление кипения.

На рис. 50.1 вы видите принципиальную схему прессостатического РВ (ПРВ).

Атмосферное давление (внутри сильфона), регулировочная пружина и давление жидкого хладагента $P_{ж}$ над иглой клапана составляют комплекс сил, действующих на открытие ПРВ, тогда как давление кипения в полости ПРВ, снаружи сильфона, представляет силу его закрытия.

Атмосферное давление меняется очень слабо. Если мы, для простоты, допустим, что давление $P_{ж}$ также остается постоянным, то получим только силу, обусловленную давлением кипения (F_0), и силу действия пружины (F_r). Иначе говоря, только больше или меньше сжимая пружину, мы сможем настраивать давление кипения на желаемую величину.

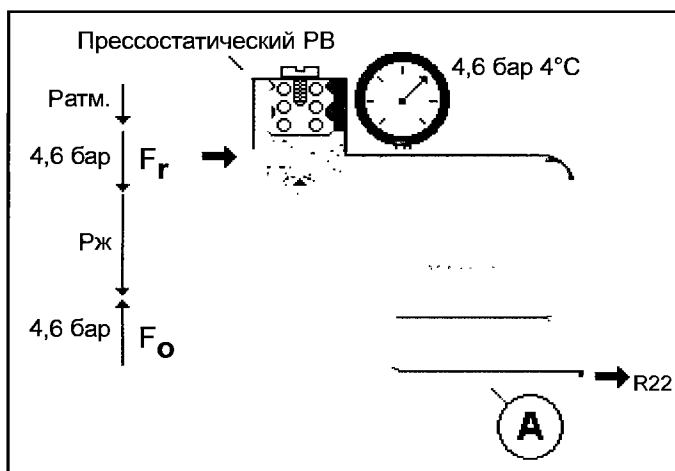


Рис. 50.1.

В настоящем разделе мы рассмотрим в качестве примера прессостатический РВ, пружина которого настроена таким образом, чтобы поддерживать давление кипения на уровне 4,6 бар (то есть 4°C для R22).

Изучая схему (рис. 50.1), можно видеть, что если давление кипения стремится превысить значение 4,6 бар, РВ закрывается. Поскольку компрессор продолжает всасывать, вскоре давление кипения вновь опускается до 4,6 бар. И наоборот, если давление кипения начинает падать ниже 4,6 бар, пружина открывает РВ, который впрыскивает жидкость в испаритель, что вскоре заставляет давление кипения подняться. Таким образом, *давление постоянно поддерживается на уровне 4,6 бар.*

Итак, РВ реагирует только на изменения давления кипения и его положение никоим образом не зависит от перегрева (положение точки А не влияет на работу ПРВ).

Изучим теперь последствия такого способа регулирования работы при изменениях температуры воздуха на входе в испаритель (с.м. рис. 50.2).

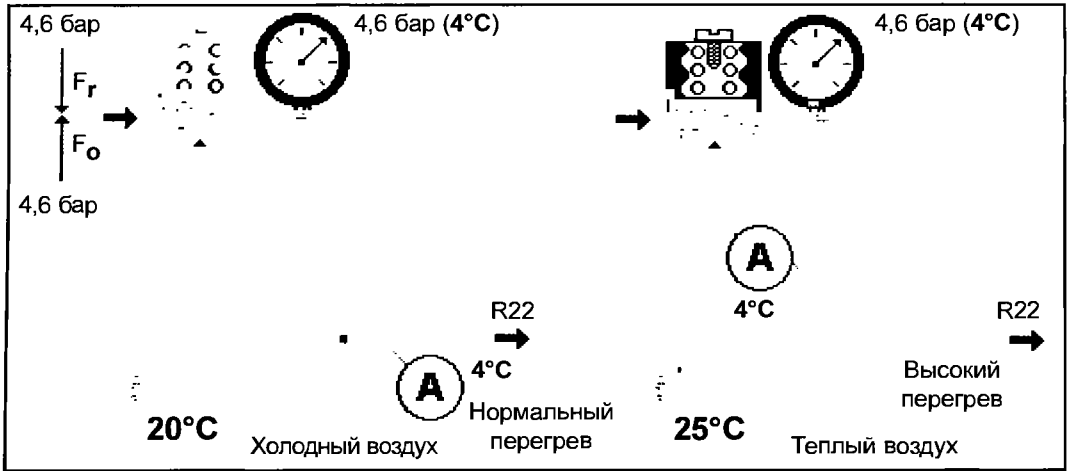


Рис. 50.2.

При постоянном давлении жидкого хладагента на входе в ПРВ и неизменной настройке пружины, давление кипения остается постоянным и равным 4,6 бар (то есть 4°C для R22). Это означает, что перепад давления на ПРВ поддерживается постоянным, следовательно, расход жидкости через него будет также постоянный, какой бы ни была температура воздуха на входе в испаритель (с.м. Раздел 8.1 "Производительность ТРВ").

Представим себе, что задающий термостат настроен таким образом, чтобы поддерживать температуру в охлаждаемом объеме в диапазоне 20...25°C. Когда воздух, поступающий на вход испарителя, имеет температуру 20°C, давление кипения соответствует 4°C (то есть $\Delta\theta_{\text{полн}} = 16 \text{ K}$) и последняя капля жидкости испаряется в точке А, давая вполне нормальный перегрев.

Когда температура воздуха на входе в испаритель поднимается до 25°C, давление кипения не изменится и останется постоянным, соответствуя тем же 4°C (вырастет $\Delta\theta_{\text{полн}}$ и станет равным 21K). Однако, перепад давления на ПРВ будет, по-прежнему, тот же, следовательно расход жидкости через него не изменится. Поскольку испаритель теперь обдувается более теплым воздухом, чем раньше, жидкость начнет выкипать гораздо быстрее и точка А переместится внутрь испарителя, обуславливая гораздо более значительный перегрев.

Таким образом, в момент, когда температура воздуха повышается, то есть в момент, когда потребности в холоде возрастают, автоматический РВ дает увеличение перегрева, что не позволяет испарителю повысить свою холодопроизводительность.

Когда компрессор по команде регулятора останавливается, в результате чего давление кипения начинает повышаться, прессостатический РВ закрывается. Он остается закрытым в течение всего времени остановки компрессора, что ограничивает рост давления кипения. При новом запуске компрессора ПРВ остается закрытым и предотвращает впрыск жидкости в испаритель до тех пор, пока давление кипения не опустится ниже 4,6 бар, следовательно, прессостатический РВ позволяет ограничить мощность, потребляемую двигателем при запуске.

Следовательно, данный тип РВ обладает основным недостатком, заключающимся в том, что он не может приспособливаться к потребностям в холоде, обуславливая увеличение перегрева (и, следовательно, ограничение холодопроизводительности) тогда, когда потребности в холоде наиболее велики. Поскольку при его использовании температура в охлаждаемом помещении снижается медленнее, чем при использовании термостатического РВ, он может применяться только в небольших установках в условиях, когда потребности в холоде относительно стабильны. С другой стороны, он позволяет использовать менее мощный электродвигатель, так как во время работы предотвращает рост давления кипения выше величины настройки.

Б) Проблема заправки хладагентом

Представим себе, что холодильник приглашен для ремонта небольшого комнатного кондиционера, так как температура в кондиционируемом помещении выросла (более 27°C), а клиент хочет иметь 20°C .

Он замечает, что в кондиционере установлен пресостатический РВ, поскольку отсутствуют капилляр и термобаллон. Давление кипения упало (-10°C) и РВ совершенно обледенел. Перегрев очень высокий (более 30K), а переохлаждение слабое (около 1K). Ремонтник делает вывод о том, что в установке не хватает хладагента и начинает поиск утечки.

Найдя место утечки, он производит ремонт и потом решает дозаправить установку. Табличка на кондиционере указывает, что он должен содержать 420 граммов R22. Поскольку в передвижной мастерской нашего ремонтника нет ни мерного заправочного цилиндра, ни весов, он решает дозаправить установку, медленно заполняя ее хладагентом в паровой фазе.

В начале заправки давление кипения медленно растет до тех пор, пока не достигнет $4,6$ бар (то есть 4°C), и потом больше не повышается. Перегрев пока остается повышенным, так как температура трубки на выходе из испарителя около 20°C (то есть перегрев равен 16K).

Он осторожно продолжает заправку, внимательно наблюдая за перегревом и переохлаждением, и когда он покидает рабочее место, установка функционирует при следующих основных параметрах. Переохлаждение около 5K , окружающая температура 25°C , низкое давление $4,6$ бар и перегрев $11 - 4 = 7\text{K}$.

Пока наш ремонтник находится в дороге, удовлетворенный качеством произведенного ремонта, представим себе, что произошло следующее...

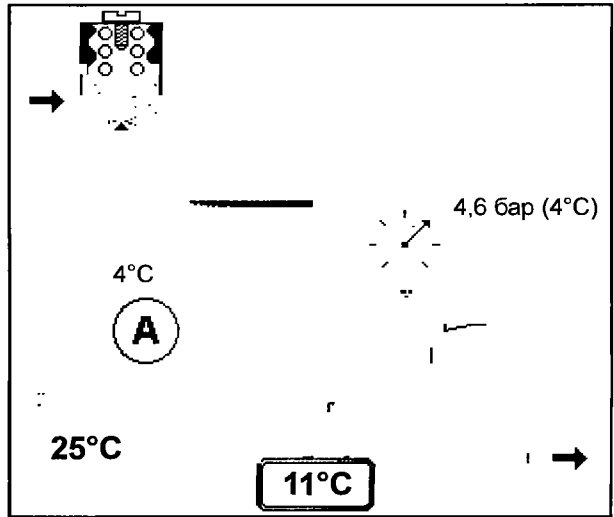


Рис. 50.3.

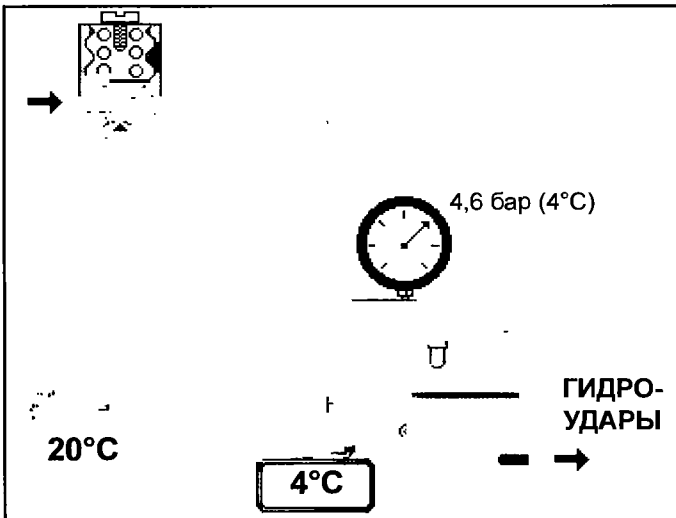


Рис. 50.4.

кость переполняет испаритель вплоть до наступления такого режима, при котором работа установки начинает сопровождаться постоянными гидроударами, последствия чего вам хорошо известны (см. рис. 50.4)!

Так как задающий термостат настроен таким образом, чтобы отключать компрессор при температуре в охлаждаемом объеме 20°C , установка продолжает работать и температура продолжает падать.

Но, по мере падения температуры в охлаждаемом объеме, ПРВ продолжает подавать в испаритель одно и то же количество жидкости.

Следовательно, точка А медленно сдвигается к выходу из испарителя, что обуславливает постепенное снижение перегрева.

Перегрев неизбежно становится настолько слабым, что жид-

Что же нужно будет сделать? Чтобы ответить на этот вопрос, мы должны усвоить, что гидроудары, обусловленные понижением температуры в охлаждаемом объеме в пределах настройки задающего термостата, могут появиться только в результате *чрезмерной заправки хладагентом*. В самом деле, если разработчик указывает на табличке с характеристиками установки, что заправка R22 составляет 420 граммов, то эта величина с высокой точностью соответствует результатам испытаний, проведенных на заводе-изготовителе именно для данной установки. При проведении этих испытаний снижается температура воздуха на входе в испаритель, а затем подбирается величина заправки таким образом, чтобы в номинальном диапазоне условий работы величина переохлаждения была бы не слишком низкой.

✘ Таким образом, переохлаждение совершенно не может служить критерием для определения величины заправки установок с прессиостатическими РВ!

Самое лучшее, что можно посоветовать для определения величины заправки таких установок, это полностью слить находящийся в них хладагент (поскольку речь идет о небольших установках и хладагента в них немного), слегка откавакумировать контур, а потом заправить установку точно таким количеством хладагента, которое предписано разработчиком. Естественно, такая операция требует использования мерного заправочного сосуда или весов, *поэтому легче всего ее выполнить в стационарной мастерской.*

Выполняя свой ремонт, наш холодильник действительно не мог ждать, пока температура в охлаждаемом объеме упадет. Однако зная, что с падением температуры в охлаждаемом объеме (которая была равна 25°C) перегрев начнет уменьшаться, он мог оставить перегрев на более высоком уровне (например, 15К вместо 7К) и снова приехать на рабочее место несколько позже (предпочтительно с утра, так как утром прохладнее) с тем, чтобы довести заправку до нужной величины. Если в это время при температуре в охлаждаемом объеме 20°C измерения перегрева показали бы, что он слишком упал, надо было бы слить часть хладагента. Если же перегрев еще не достаточно высокий, нужно продолжить заправку.

Другая разновидность проблем может появиться, когда кондиционер оборудован вентилятором с несколькими скоростями, что встречается довольно часто. Напомним, что в таких установках большая скорость вращения вентилятора используется летом при охлаждении, чтобы избежать *чересчур холодной струи* воздуха на рабочих местах. Малая скорость используется зимой для подогрева с целью получения *более теплого* воздушного потока.

Представим себе, что кондиционер поддерживает температуру в помещении на уровне 20°C и его вентилятор работает на большой скорости, обеспечивая высокий расход воздуха через испаритель. Работа протекает вполне нормально и по окончании цикла перегрев находится в пределах нормы. Если в этот момент потребитель переключает вентилятор на малую скорость (например, он находит, что при большой скорости слишком много шума), расход воздуха через испаритель падает. Поскольку расход воздуха, проходящего через испаритель, упал, то интенсивность кипения жидкости в нем также снижается, жидкость постепенно все больше заполняет испаритель и перегрев опасно уменьшается.

При этом появляются серьезные шансы на возникновение смертельно опасных для компрессора гидроударов.

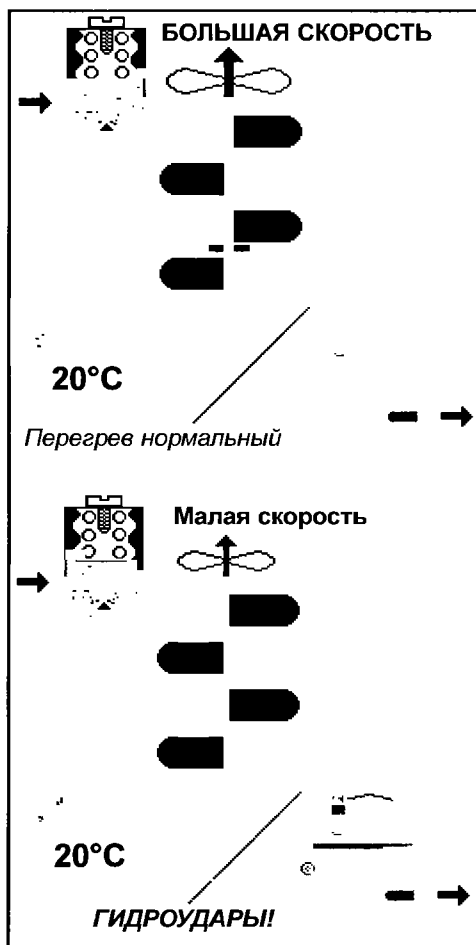


Рис. 50.5.

Заметим, что точно такие же проблемы могут возникнуть и при большой скорости вращения вентилятора, если воздушный фильтр, расположенный во всасывающем воздуховоде вентилятора, сильно загрязнен, что обязательно приведет к снижению расхода воздуха.

Чтобы предотвратить появление указанных проблем, необходимо очень аккуратно, в точности соблюдая предписания разработчика, производить заправку установки хладагентом. Нужно также позаботиться о тщательной ее настройке, регулярном техническом обслуживании и, кроме того, внушить клиенту правила ее безаварийного использования.

50.1. УПРАЖНЕНИЕ

Как вы считаете, можно ли на установке с одним компрессором и двумя разными испарителями (с температурами кипения -10°C в одном и $+2^{\circ}\text{C}$ в другом) использовать пресостатические РВ для питания каждого из этих испарителей?

Решение

При оснащении обоих испарителей в такой установке пресостатическими РВ появится необходимость поддерживать *одновременно* разные давления кипения для разных испарителей: 2,5 бар (-10°C для R22) в первом испарителе и 4,3 бар ($+2^{\circ}\text{C}$) во втором.

Однако, при общем компрессоре, оба этих испарителя сообщаются между собой через всасывающий коллектор (см. рис. 50.6), значит давление в первом и во втором испарителях *обязательно* будут одинаковыми.

Итогом такого монтажа будет совершенно нелепая работа установки (вы можете рассмеяться, представив себе, что произойдет с ней при запуске).

Завершая настоящий раздел, подчеркиваем, что пресостатические РВ можно использовать только в небольших установках с одним испарителем при относительно постоянной потребности в холоде.

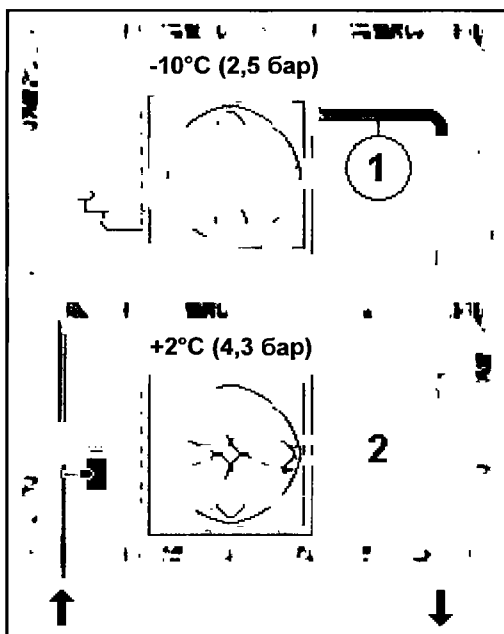


Рис. 50.6.

51. КАПИЛЛЯРНОЕ РАСШИРИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

Из всех существующих расширительных устройств, капиллярное является, конечно, наиболее простым, поскольку оно представляет собой простой отрезок холодильной трубки малого диаметра, что делает его стоимость крайне низкой. Более того, оно не содержит никаких механических узлов и деталей и не располагает никакими системами настройки, что обеспечивает его высокую надежность и продолжительность работы в течение очень длительного времени.

Несмотря на некоторые условия, требующие строгого соблюдения при его использовании (о чем мы и будем говорить в настоящем разделе), многочисленные преимущества капиллярно-расширительного устройства объясняют его выбор для оснащения им самых различных холодильных установок малой мощности, особенно когда они производятся крупными сериями: кондиционеры, домашние холодильники, небольшие тепловые насосы, холодильные шкафы...

А) Работа

Предметом настоящего раздела служит детальный анализ предосторожностей, которые необходимо соблюдать при любом вмешательстве в холодильный контур, оборудованный капиллярным расширительным устройством. Для начала изучим контур, представленный на рис. 51.1.

Принимая во внимание малую мощность установки, в ней *используется, как правило, поршневой компрессор с герметичным корпусом*. Пары, покидающие испаритель, чаще всего всасываются в верхней части компрессора (поз. 1).

Поэтому данная зона холодная, а верхушка кожуха тепловатая. Далее, всасываемые пары проходят через двигатель компрессора, который они охлаждают. Масло находится на дне корпуса (поз. 2), а поскольку нагнетаемые пары очень горячие, нижняя часть компрессора также горячая.

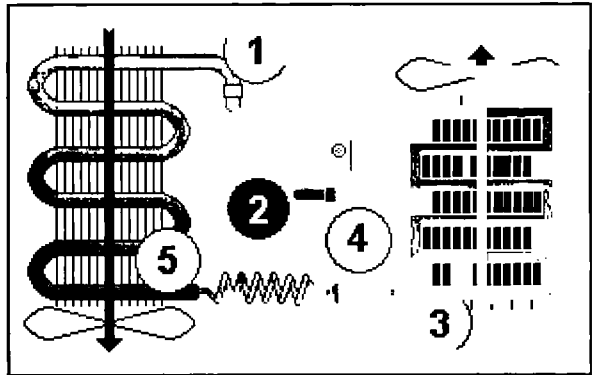


Рис. 51.1.

Иногда аномалии в работе установки вы можете обнаружить просто осязывая герметичный кожух (опасайтесь ожога, зона 2 может быть очень горячей!).

Переохлажденная жидкость, которая выходит из конденсатора (поз. 3), дальше идет в фильтр или фильтр-осушитель (поз. 4). Этот фильтр необходим, чтобы предотвратить самую серьезную неисправность капилляра: его закупорку посторонними частицами (кусочки меди, крупинки припоя или флюса...), которые будут мешать прохождению жидкости, обуславливая появление неисправности типа “слишком слабый ТРВ”. После дросселирования, жидкость, которая выходит из капилляра (поз. 5), проходит через испаритель и перегретые пары вновь возвращаются в компрессор.

51.1. УПРАЖНЕНИЕ 1

На выходе из конденсатора мы не расположили жидкостной ресивер. Стоит ли, по вашему мнению, рекомендовать его установку? Почему?

Решение упражнения 1

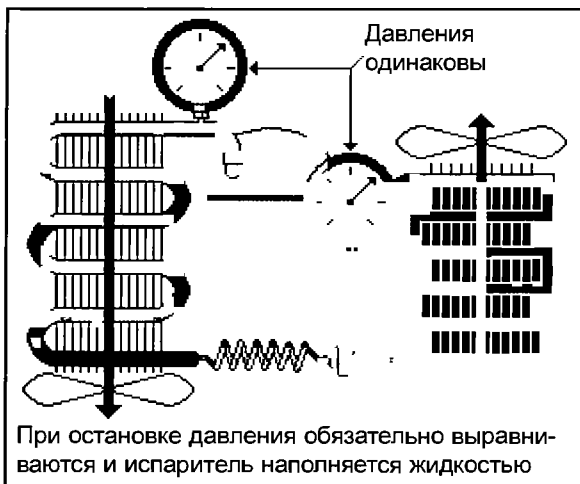


Рис. 51.2.

Вначале нужно как следует усвоить, что капиллярное расширительное устройство ни что иное, как отрезок очень тонкой трубки, *проходное сечение которой постоянно открыто*.

В процессе работы, *на входе* в капилляр устанавливается давление конденсации, а *на выходе* из него – давление кипения. Однако когда компрессор останавливается, капилляр остается постоянно открытым и жидкости ничто не мешает продолжить проникновение в капилляр (а потом в испаритель) до тех пор, пока давление в испарителе и в конденсаторе полностью не сравняются. В результате, при остановке компрессора, конденсатор опорожняется, а испаритель заполняется хладагентом (см. рис. 51.2).

Если установить еще и жидкостной ресивер, его содержимое сможет без труда переместиться в испаритель и совершенно переполнить его, тем более, что испаритель “холодный”. *Тогда при ближайшем запуске компрессора это вызовет губительный для него гидроудар!*



Вот почему жидкостной ресивер никогда не устанавливают в контурах, оборудованных капиллярным расширительным устройством!

Заметим, что испаритель должен быть сконструирован таким образом, чтобы исключить любую возможность стекания жидкости под действием силы тяжести на вход компрессора при его остановках (поэтому на схемах испаритель всегда запитан снизу).

Б) Преимущество выравнивания давлений при остановках

Сила тока, потребляемая компрессором, напрямую зависит от величины давления нагнетания (см. раздел 10. “Влияние величины давления нагнетания на силу тока, потребляемого электромотором компрессора”).

Мы увидели, что при остановке компрессора давления в испарителе и конденсаторе выравниваются (см. рис. 51.3). Однако, когда компрессор запускается, давление нагнетания поднимается не мгновенно, а *медленно* повышается до тех пор, пока не достигнет номинального значения давления конденсации.

Это значит, что в течение всего периода выхода на номинальный режим, ток, потребляемый электромотором, вначале слабый, а затем постепенно растет одновременно с ростом давления нагнетания.

Таким образом, запуск компрессора происходит в облегченных условиях, без чрезмерных напряжений, при значительных ограничениях величины пускового тока. Выравнивание давлений при остановке, обусловленное наличием капилляра, позволяет, следовательно, благодаря облегченному режиму запуска, использовать *небольшие электродвигатели*. Вы можете легко себе представить особенную выгоду этого в экономическом плане для массового и крупносерийного производства установок, оборудуемых *однофазными* электродвигателями (домашние холодильники, кондиционеры...!)

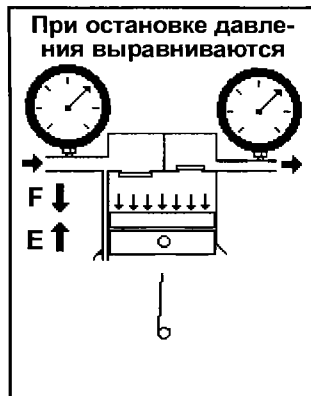


Рис. 51.3.

В) Проблема заправки хладагентом

Проблема заправки установки несомненно является наиболее сложной проблемой для установок, оснащенных капиллярными расширительными устройствами. Для лучшего понимания этой проблемы рассмотрим поведение небольшой установки, работающей на R22 и заправленной по всем правилам.

Когда воздух, поступающий на вход испарителя, достаточно теплый (например, 25°C), кипение хладагента происходит очень интенсивно. Последняя молекула жидкости выкипает довольно рано (см. точку A на рис. 51.4) и перегрев весьма значительный (около 15 К). Верхушка герметичного кожуха относительно горячая (например, 35°C), а низ компрессора очень горячий (примерно 60°C).

Представим, что несколько позже температура воздуха на входе в испаритель упала до 20°C. Поскольку воздух стал холоднее, чем раньше, интенсивность кипения снизилась, *однако капилляр продолжает подавать в испаритель почти то же самое количество R22*, поэтому точка выкипания последней молекулы жидкости начинает сдвигаться к выходу из испарителя (точка B на рис. 51.4). Вот почему по мере снижения температуры воздуха на входе в испаритель перегрев падает и к концу цикла достигает, к примеру, 7 К. Верхушка кожуха становится слегка тепловатой (скажем, 30°C), но низ компрессора по-прежнему остается очень горячим.

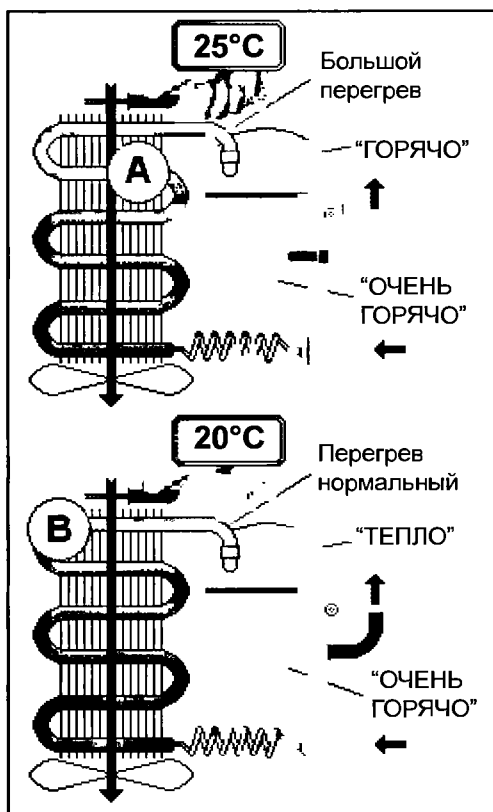


Рис. 51.4.

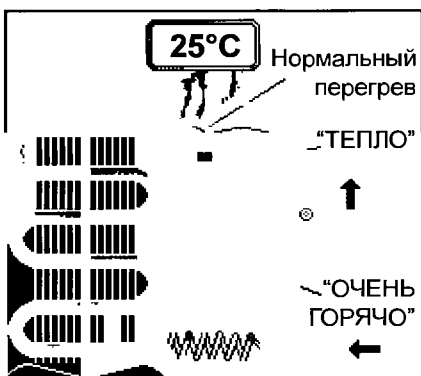


Рис. 51.5.

Но, по мере снижения температуры в охлаждаемом помещении, температура воздуха на входе в испаритель и перегрев продолжают падать. Если задающий термостат настроен на отключение компрессора при достижении 20°C, то есть основание для того, чтобы в компрессор стала попадать жидкость (см. рис. 51.6)

Заметим, что чем больше падает перегрев, тем больше снижается, по отношению к нормальной, температура герметичного кожуха (как вверху, так и внизу).

Теперь представим, что после общения с клиентом, ремонтник хочет дозаправить этот кондиционер. Поскольку у него нет ни заправочного мерного цилиндра, ни весов, он решает произвести дозаправку, медленно добавляя хладагент в контур в паровой фазе.

При температуре воздуха на входе в испаритель 25°C, он добавляет хладагент до тех пор, пока не достигнет нормального перегрева (например, 7 К). Температура герметичного кожуха становится нормальной, кондиционер работает и хорошо охлаждает воздух. Со спокойной душой наш ремонтник покидает рабочее место (см. рис. 51.5)

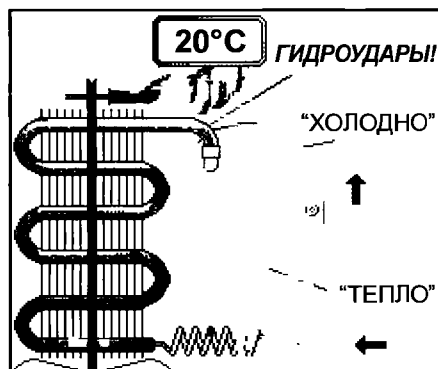


Рис. 51.6.



Итак, мы ознакомились с первой опасностью приблизительной заправки: перегрев зависит от температуры воздуха на входе в испаритель.

Для лучшего понимания другой проблемы рассмотрим схему на рис. 51.7.

Схема иллюстрирует впрыск воды в открытый воздух (следовательно, при давлении окружающей среды, равном атмосферному) при помощи капилляра.

Если вода поступает на вход в капилляр при избыточном давлении 3 бара (перепад давления на капилляре ΔP_1 равен 3 бар), в атмосферу впрыскивается некоторое ее количество M_1 .

При понижении давления подачи воды на входе в капилляр до 1 бар (изб.), перепад давления на нем ΔP_2 составит только 1 бар. Нетрудно понять, что количество поступающей в атмосферу воды M_2 при этом также станет гораздо меньше.

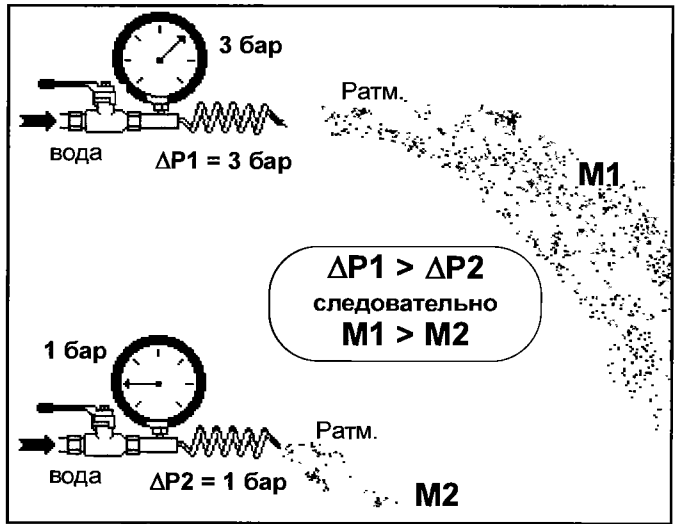


Рис. 51.7.

Итак, если перепад давления ΔP на концах капилляра падает, расход воды через него так же снижается.



Рис. 51.8.

Очевидно, то же самое происходит, если вместо воды использовать хладагент, например, R22 (см. рис. 51.8).

Иначе говоря, расход жидкости через капилляр будет тем больше, чем выше перепад между давлением конденсации и давлением кипения.

То есть, чем больше повышается давление конденсации, тем больше возрастает расход хладагента, поступающего через капилляр.

Это явление не проходит бесследно для работы установки. Чтобы лучше понять это, изучим схему на рис. 51.9.

Представим, что при температуре в охлаждаемом объеме 20°C давление конденсации составляет 14,3 бар ($+40^\circ\text{C}$), а давление кипения равно 4,1 бар ($+1^\circ\text{C}$).

Это значит, что перепад на капилляре ΔP составляет 10,2 бар. При этом температура перегретого пара на входе в компрессор равна 8°C , то есть перегрев равен $8 - 1 = 7\text{ K}$.

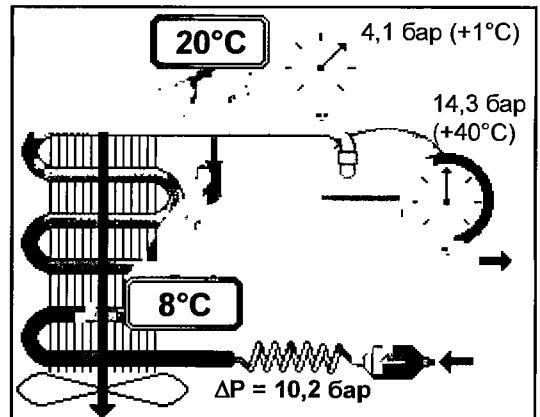


Рис. 51.9.

Представим теперь, что по какой-либо причине (забился конденсатор, возросла температура воздуха на входе в него...) давление конденсации повысилось, например, до 18,5 бар (см. рис. 51.10). Поскольку давление конденсации повысилось, компрессор стал всасывать меньше газа (см. раздел 9. "Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность"), и давление кипения так же повысилось (например, до 4,6 бар).

Следовательно, перепад давления на капилляре растет с 10,2 бар до 13,9 бар, что приводит к заметному повышению количества жидкости, поступающей в испаритель. Последняя молекула жидкости приближается к компрессору и перегрев, измеренный на всасывающем патрубке, снижается (в нашем примере он не более $6 - 4 = 2$ К).

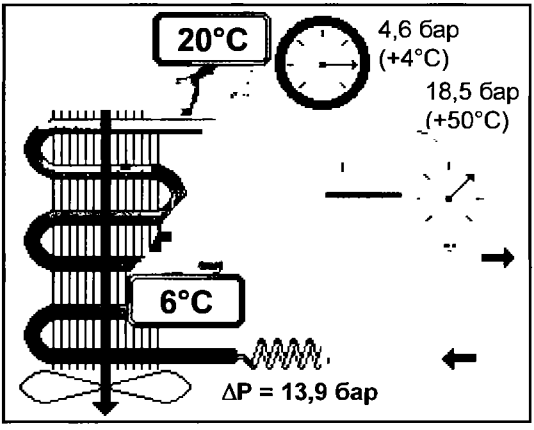


Рис. 51.10.

✘ Таким образом, мы смогли увидеть вторую опасность приближенной заправки: перегрев во всасывающей магистрали зависит от величины давления конденсации.

Когда капиллярным расширительным устройством оборудуются кондиционеры, есть еще одна проблема, которая может помешать их нормальной работе. Речь идет о скорости воздуха, проходящего через испаритель, поскольку, как правило, кондиционеры снабжены много-

скоростными вентиляторами. Вновь напомним, что в кондиционерах большая скорость используется летом во время охлаждения помещений, чтобы предотвратить слишком низкую температуру воздушной струи на рабочих местах. Малая скорость включается зимой при подогреве, чтобы обеспечить обдув рабочих мест *теплой струей* воздуха.

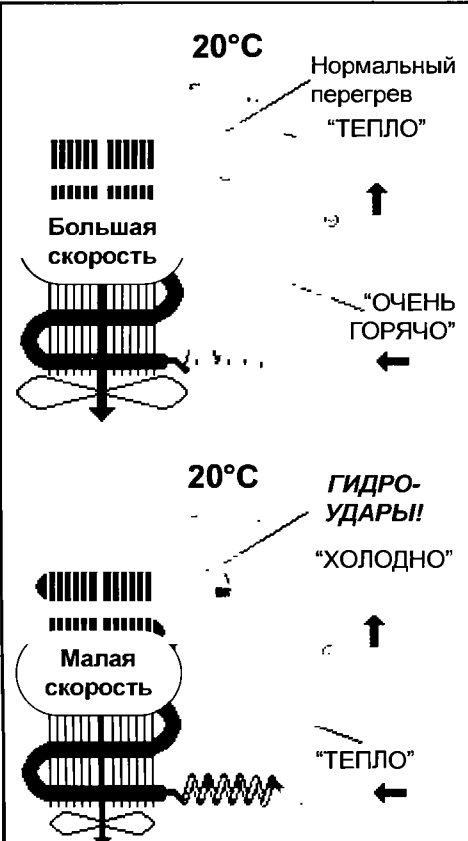


Рис. 51.11.

Представим себе, что кондиционер настроен таким образом, чтобы поддерживать температуру в охлаждаемом помещении на уровне 20°C. Вентилятор испарителя работает с большой скоростью, через испаритель проходит значительный расход воздуха, работа протекает вполне нормально и перегрев в конце цикла совершенно нормальный (см. рис. 51.11).

В этот момент, если клиент переводит вентилятор на пониженную скорость (зачастую из-за того, что на большой скорости вентилятор издает повышенный шум), расход воздуха через испаритель падает. Поскольку расход воздуха через испаритель падает, жидкость кипит менее интенсивно и начинает продвигаться вперед к компрессору, в результате чего перегрев опасно уменьшается.

В этом случае сильно возрастает возможность появления губительных для компрессора гидроударов.

В самом деле, большинство причин появления неисправности типа "слишком слабый испаритель" могут обусловить возникновение гидроударов, опасных для установок данного типа вне зависимости от того, кондиционеры это или торговое оборудование, поскольку в них отсутствует ТРВ, способный контролировать количество жидкого хладагента, поступающего в испаритель (см. раздел 20.5. "Слишком слабый испаритель. Практические аспекты устранения неисправности").

Г) Как правильно определить количество заправляемого хладагента!

Наилучшим способом заправки установки, оборудованной капиллярным расширительным устройством, является, несомненно, возможность *скрупулезного* соблюдения массы жидкости, рекомендуемой изготовителем. Следовательно, необходимо слить из установки весь хладагент, который может там находиться, потом произвести ее вакуумирование, а затем, при помощи мерного заправочного цилиндра или достаточно точных весов, залить в установку точно такое количество хладагента, которое соответствует указанному на табличке, прикрепленной к установке.

При ремонте установки прямо *по месту ее нахождения* ремонтник часто сталкивается с проблемой отсутствия у него мерного цилиндра или весов. Кроме того, иногда табличка с указанием массы заправляемого хладагента либо отсутствует, либо плохо прочитывается. Если агрегат невозможно доставить в мастерскую и ремонтник решает устранить неисправность на месте, *он обязательно должен* начать с поиска утечек и устранения их причины...

При заправке он должен очень осторожно начать подачу хладагента в установку (*если можно, то в паровой фазе*, за исключением смесевых хладагентов с температурным глайдом), постоянно измеряя при этом изменение перегрева на всасывающей магистрали компрессора (в торговом холодильном оборудовании зачастую можно будет также визуальным образом контролировать начало появления инея на испарителе по мере снижения температуры воздуха).

В соответствии с условиями функционирования в момент заправки хладагентом, ремонтник должен помнить, что **перегрев может опасно понижаться, если:**

- ▶ **Падает температура в охлаждаемом объеме** (обычно в момент ремонта она достаточно высока).
- ▶ **Повышается давление конденсации** (повышение давления конденсации всегда можно спровоцировать, например, полностью закрыв конденсатор картоном, чтобы убедиться, что перегрев остается приемлемым).
- ▶ **Снижается интенсивность теплообмена на испарителе** (в кондиционерах, например, по причине загрязнения воздушного фильтра, а в торговом холодильном оборудовании – из-за покрытия испарителя снежной “шубой”).

Заметим, что слишком большая заправка может вызвать работу с пониженным перегревом на всасывающей магистрали. Следовательно, избыток хладагента в контуре может оказаться причиной губительных гидроударов, которые создают опасность разрушения компрессора.

С другой стороны, недостаточная заправка может привести к работе с очень высоким перегревом во всасывающей магистрали. Тогда герметичный кожух будет плохо охлаждаться и двигатель компрессора станет сильно перегреваться. В таком случае останется только надеяться на нормальную работу встроенных средств защиты, иначе двигатель с большой вероятностью преждевременно выйдет из строя.

Напомним, наконец, что установки, оборудованные капиллярными расширительными устройствами, имеют пониженную заправку из-за того, что во время остановок компрессора давление в контуре выравнивается и возникает опасность переполнения испарителя, куда хладагент перетекает из конденсатора при остановках.



Поэтому в установках с капиллярными расширительными устройствами переохлаждение не может рассматриваться как определяющий показатель для оценки правильности величины заправки хладагентом.

Только на основе эксперимента ремонтник сможет точно установить момент, когда заправка будет достаточной. В случае сомнений, ремонтнику лучше всего через некоторое время еще раз прибыть на место работы установки, чтобы, при необходимости, довести величину заправки до требуемой.

Д) Проблема замены капилляра

К несчастью, иногда капилляр полностью или частично закупоривается. Главным образом, это происходит после перегорания двигателя компрессора или после ремонта контура, когда он был произведен с отступлениями от правил. Если капилляр закупорен, в испаритель попадает очень мало жидкости (см. рис. 51.12). Следовательно, холодопроизводительность падает, перегрев очень сильно возрастает и герметичный кожух нагревается до очень высокой температуры.

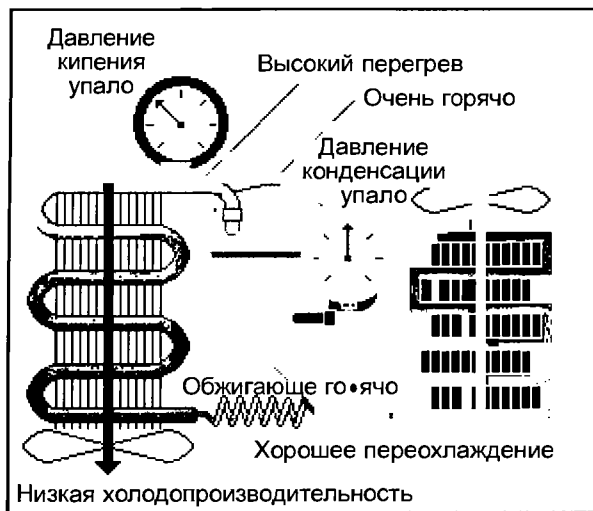


Рис. 51.12.

Внимание! Точно такие же признаки появляются при нехватке хладагента в контуре. Однако, при нехватке хладагента его недостает также и в конденсаторе, поэтому переохлаждение будет плохим. *В то же время*, при закупоренном капилляре, недостаток хладагента в испарителе обязательно сопровождается его избытком в конденсаторе, поэтому при закупоренном капилляре переохлаждение вполне нормальное.

Есть еще один признак, позволяющий очень точно наверняка установить закупорку капилляра. Действительно, при остановке компрессора давление в контуре должно быстро выравниваться. Если капилляр закупорен, выравнивание давлений в контуре при остановках компрессора больше не происходит (при частичной закупорке выравнивание происходит тем медленнее, чем сильнее забит капилляр).

Внимание! Не смешивайте закупорку капилляра с нехваткой хладагента.

Если у вас нет устройства для чистки капилляров (например, ручного масляного насоса, который позволяет создавать довольно высокое давление масла и, таким образом, прочистить капилляр), всегда можно попытаться прочистить капилляр, например, его продувкой сжатым азотом высокого давления в направлении, обратном потоку жидкости. Можно также *попробовать укоротить капилляр на несколько сантиметров со стороны входа в него*, надеясь, что пробка находится именно там и будет таким образом исключена (см. рис. 51.13). К сожалению, это зачастую не дает успеха и тогда капилляр, также как и расположенный выше по потоку фильтр, заменяют (если бы фильтр соответствовал своему назначению, капилляр не закупорился бы).

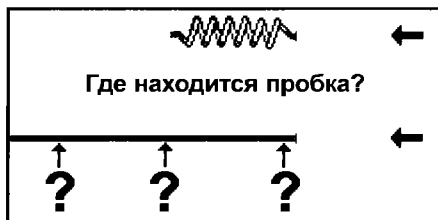


Рис. 51.13.

Если у вас есть новый капилляр, поставленный изготовителем неисправного агрегата и в точности соответствующий засоренному капилляру, операция по замене производится достаточно просто. Однако, если вы хотите сами изготовить капилляр для замены, это может стать источником многочисленных неприятностей. В самом деле, для данной модели агрегата точное определение размеров капилляра является длительной и дорогостоящей операцией, в значительной степени связанной с проведением большого числа испытаний (поэтому использование капилляра оправдано только в массовом и крупносерийном производстве). Более того, если каждая модель данной серии агрегатов имеет различную холодопроизводительность, то параметры используемого в каждой из моделей капилляра будут тоже различными (по длине, а иногда и по диаметру)!

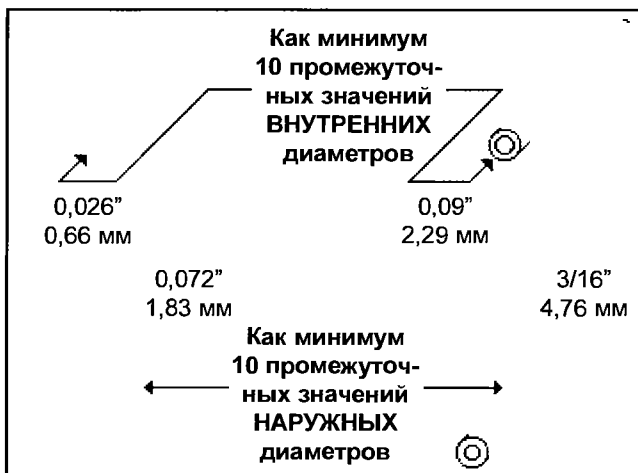


Рис. 51.14.

Неопытный ремонтник будет думать, что достаточно измерить длину и диаметр засорившегося капилляра, чтобы изготовить другой, точно такой же.

Если длину капилляра измерить достаточно легко, то определение диаметра, как правило, более сложная задача.

Действительно, существует, по меньшей мере, *десяток типоразмеров внутренних диаметров*, заключенных между 0,66 и 2,29 мм, а также *десяток наружных диаметров*, расположенных между 1,83 и 4,76 мм (см. рис. 51.14)!

Все, кто когда-либо уже пробовал точно измерить диаметр капилляра, легко поймут, что ремонтник, располагая, как минимум, даже калибровочным инструментом, сможет измерить, *зачастую приблизительно*, только наружный диаметр.

Но, для одного и того же наружного диаметра, существует возможность выполнения капилляра с разными внутренними диаметрами (см. рис. 51.15).

В самом деле, достаточно перелистать каталоги различных поставщиков холодильного оборудования и комплектующих, чтобы убедиться, что для наружного диаметра капилляра 2,4 мм выпускаются капилляры с внутренними диаметрами 0,6; 0,8 и 1,2 мм. Точно так же, при наружном диаметре 3 мм существуют капилляры с внутренними диаметрами 1,0; 1,5 и 1,8 мм.

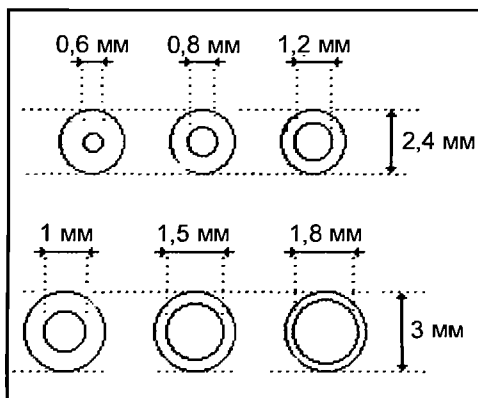


Рис. 51.15.



Поэтому, измерение длины и наружного диаметра никоим образом не может позволить изготовить для замены капилляр, который будет работать точно так же, как первоначально установленный.

Теперь, чтобы изучить последствия установки неподходящего капилляра, рассмотрим в качестве примера небольшой кондиционер (см. рис. 51.16), который работает вполне нормально.

Воздух на входе в испаритель имеет температуру 20°C, манометр НД показывает 5 бар (то есть 6°C для R22), перегрев на всасывающей магистрали 5 К и температура герметичного корпуса вполне нормальная.

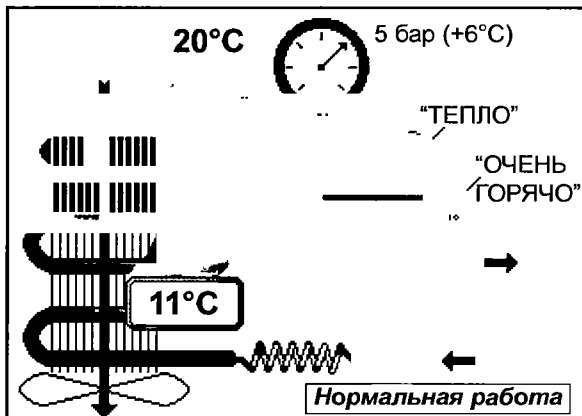


Рис. 51.16.

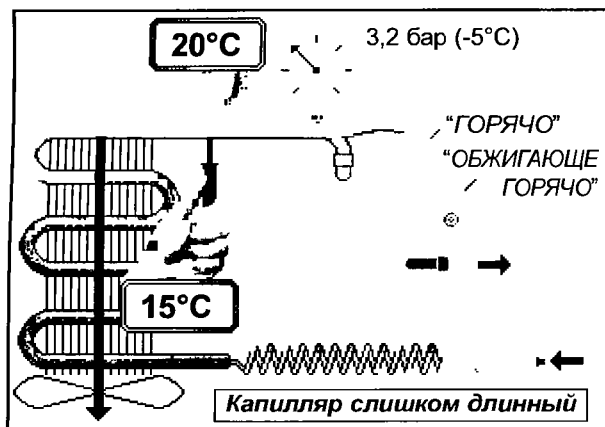


Рис. 51.17.

Если установить слишком длинный капилляр (или той же длины, что и засорившийся, но с меньшим внутренним диаметром), в испаритель начнет поступать гораздо меньше жидкости, чем ранее.

Поэтому перегрев на всасывающей магистрали повышается, давление кипения сильно падает, а герметичный кожух чрезмерно перегревается (см. рис. 51.17).

И напротив, если установить слишком короткий капилляр (или той же длины, что и засорившийся, но с большим внутренним диаметром), в испаритель

начинает поступать гораздо больше жидкости, чем при нормальной работе (см. рис. 51.18).

В результате, перегрев на всасывающей магистрали понижается до опасной величины (что чревато возникновением гидроударов), давление кипения повышается и температура герметичного кожуха становится гораздо ниже нормальной.

Таким образом, мы убедились, что вряд ли имеет смысл самому изготавливать капилляр для замены засорившегося. Гораздо лучше заказать изготовителю точно такой же капилляр, который используется им при производстве данной модели холодильного агрегата.

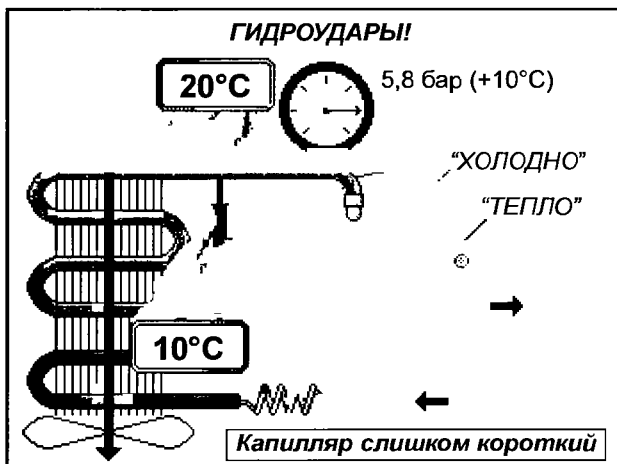


Рис. 51.18.

51.2. УПРАЖНЕНИЕ 2



Рис. 51.19.

Попробуйте найти практический способ, позволяющий в точности скопировать имеющийся у вас эталонный капилляр.

Дополнительно к набору обычных инструментов холодильщика в вашем распоряжении имеется баллон со сжатым азотом марки R, оснащенный ручным редуктором (предназначенным для использования в холодильной технике, то есть полностью обезвоженным)*, два манометра высокой точности и большой выбор капилляров с различными внутренними диаметрами (см. рис. 51.19).

* Азоту марки R соответствует отечественный сухой азот марки "ОСЧ" по ГОСТ 9293 (ISO 2435) с точкой росы не выше -40°C (прим. ред.).

Решение упражнения 2



Рис. 51.20.

Вначале среди имеющихся в вашем распоряжении внутренних диаметров нужно выбрать такой, который в точности соответствует диаметру эталонного капилляра (для этого следует использовать капиллярный калибр). Затем изготовить из него опорный (базовый) капилляр той же длины, что и эталонный капилляр, после чего собрать монтажную схему, представленную на рис. 51.20 и настроить азотный редук-

тор таким образом, чтобы обеспечить давление 10 бар на первом манометре.

Если два капилляра абсолютно одинаковы, перепад давления на них ΔP будет обязательно одним и тем же, потому что расход азота через них одинаковый. В этом случае, поскольку эталонный капилляр сообщен с атмосферой (избыточное дав-

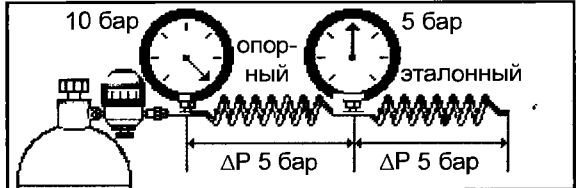


Рис. 51.21.

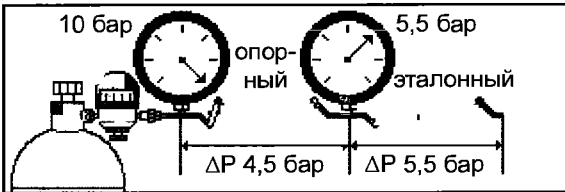


Рис. 51.22.

И наоборот, если промежуточный манометр показывает давление меньше 5 бар, это значит, что сопротивление опорного капилляра выше, чем эталонного, следовательно он либо длиннее, либо имеет меньший диаметр (см. рис. 51.23).

ление 0 бар), промежуточный манометр должен показывать 5 бар (см. рис. 51.21).

Если промежуточный манометр показывает давление выше 5 бар, это значит, что сопротивление опорного капилляра ниже, чем эталонного, то есть либо он короче, либо имеет больший диаметр (см. рис. 51.22).

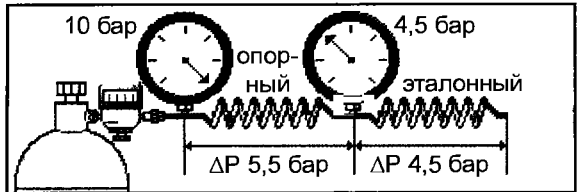


Рис. 51.23.

Продолжим рассмотрение последнего примера...

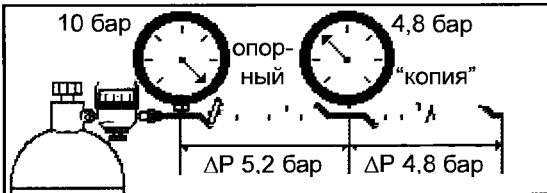


Рис. 51.24.

Если теперь убрать эталонный капилляр и заменить его капилляром, который должен быть копией эталонного, причем длину капилляра-копии взять преднамеренно большей, чем длина эталонного капилляра, то промежуточный манометр должен показывать давление выше 4,5 бар, имевшихся в предыдущем случае (если это не так, значит капилляр-копия имеет слишком большой диаметр), например, 4,8 бар (см. рис. 51.24). После этого следует *постепенно укорачивать* капилляр-копию до тех пор, пока показания промежуточного манометра вновь не станут равными 4,5 бар (как в предыдущем примере), причем давление подачи азота должно поддерживаться с помощью редуктора все время на уровне 10 бар.

Как только промежуточный манометр вновь покажет 4,5 бар, это обязательно будет означать, что перепад давления ΔP на капилляре-копии стал точно таким же как на капилляре-эталоне. Таким образом можно скопировать любой капилляр-эталон.

ПРИМЕЧАНИЕ: избегайте применения кусачек (бокорезов) для укорачивания капилляра, так как они сплюсывают конец капилляра в местах откусывания. Лучше просто сделать надрез трубки в желаемом месте тонким ножовочным полотном, а затем вручную отломить отрезаемый кусок.

Если теперь убрать эталонный капилляр и заменить его капилляром, который должен быть копией эталонного, причем длину капилляра-копии взять преднамеренно большей, чем длина эталонного капилляра, то промежуточный манометр должен показывать

52. ЧЕТЫРЕХХОДОВОЙ СОЛЕНОИДНЫЙ КЛАПАН ОБРАЩЕНИЯ ЦИКЛА

Во время нефтяного кризиса 1973-го года резко возрос спрос на установку большого числа тепловых насосов. Большинство тепловых насосов оборудованы четырехходовым соленоидным вентилем обращения цикла, используемым либо для перевода насоса на летний режим (охлаждение), либо для охлаждения наружной батареи в зимнем режиме (подогрев).

Предметом настоящего раздела является изучение работы четырехходового соленоидного клапана обращения цикла (V4V), устанавливаемого на большинстве классических тепловых насосов типа “воздух-воздух”, а также систем оттайки с помощью обращения цикла (см. рис. 60.14), с целью эффективного управления направлениями движения потоков.

А) Работа V4V

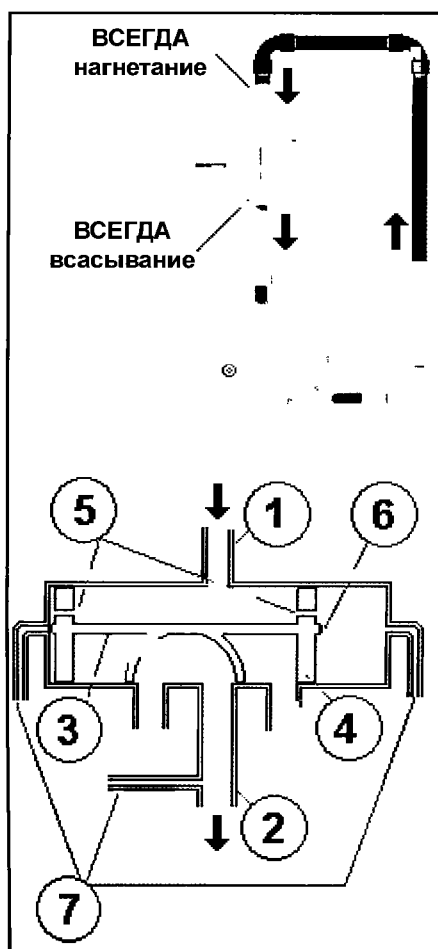


Рис. 52.1.

Изучим схему (см. рис. 52.1) одного из таких клапанов, состоящего из большого четырехходового главного клапана и малого трехходового управляющего клапана, смонтированного на корпусе главного клапана. В данный момент нас интересует главный четырехходовой клапан.

Вначале отметим, что из четырех штуцеров главного клапана три находятся рядом друг с другом (причем всасывающая магистраль компрессора всегда соединяется со средним из этих трех штуцеров), а четвертый штуцер находится с другой стороны клапана (к нему подсоединяется нагнетающая магистраль компрессора).

Заметим также, что в некоторых моделях V4V штуцер всасывания может быть смещен относительно центра клапана.

! Однако нагнетающая (поз. 1) и всасывающая (поз. 2) магистрали компрессора ВСЕГДА подключаются так, как указано на схеме рис. 52.1.

Внутри главного клапана сообщение между различными каналами обеспечивается с помощью подвижного золотника (поз. 3), скользящего вместе с двумя поршнями (поз. 4). В каждом поршне просверлено небольшое отверстие (поз. 5) и, кроме того, каждый поршень снабжен иглой (поз. 6).

Наконец, в корпус главного клапана врезаны 3 капилляра (поз. 7) в местах, показанных на рис. 52.1, которые соединены с управляющим электроклапаном.

Каждый представленный нами элемент при работе V4V играет свою роль. То есть, если хотя бы один из этих элементов выйдет из строя, он может оказаться причиной очень трудно обнаруживаемой неисправности, если не изучить в совершенстве принцип работы клапана.

Рассмотрим теперь, как работает главный клапан...

Рассмотрим теперь, как работает главный клапан...

Если V4V не смонтирован на установке, при подаче напряжения на электроклапан вы будете ожидать отчетливого щелчка, но *золотник не сдвинется*. Действительно, чтобы золотник внутри главного клапана сдвинулся, абсолютно необходимо обеспечить в нем разность давлений. Почему так, мы сейчас увидим.

Нагнетающая $P_{\text{наг}}$ и всасывающая $P_{\text{всас}}$ магистрали компрессора всегда подключены к главному клапану так, как показано на схеме (рис. 52.2). В данный момент мы смоделируем работу трехходового управляющего электроклапана с помощью двух ручных вентилях: одного закрытого (поз. 5), а другого открытого (поз. 6). В центре главного клапана $P_{\text{наг}}$ развивает усилия, действующие на оба поршня одинаково: одно толкает золотник влево (поз. 1), другое вправо (поз. 2), в результате чего оба этих усилия взаимно уравновешиваются. Напомним, что в обоих поршнях просверлены маленькие отверстия.

Следовательно $P_{\text{наг}}$ может проходить через отверстие в левом поршне, и в полости (поз. 3) позади левого поршня также установится $P_{\text{наг}}$, которое толкает золотник вправо. Конечно, одновременно $P_{\text{наг}}$ проникает и через отверстие в правом поршне в полость позади него (поз. 4). Однако, поскольку вентиль 6 открыт, а диаметр капилляра, соединяющего полость (поз. 4) со всасывающей магистралью *гораздо больше диаметра отверстия в поршне*, молекулы газа, прошедшие через отверстие, мгновенно будут всосаны во всасывающую магистраль. Поэтому давление в полости позади правого поршня (поз. 4) будет равно давлению $P_{\text{всас}}$ во всасывающей магистрали.

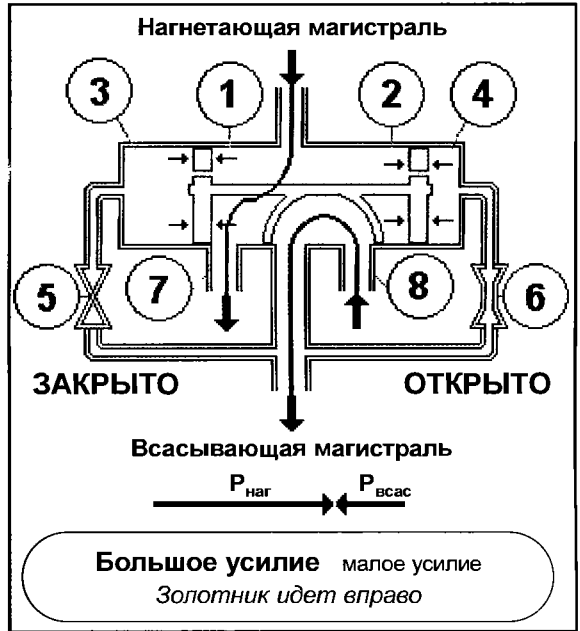


Рис. 52.2.

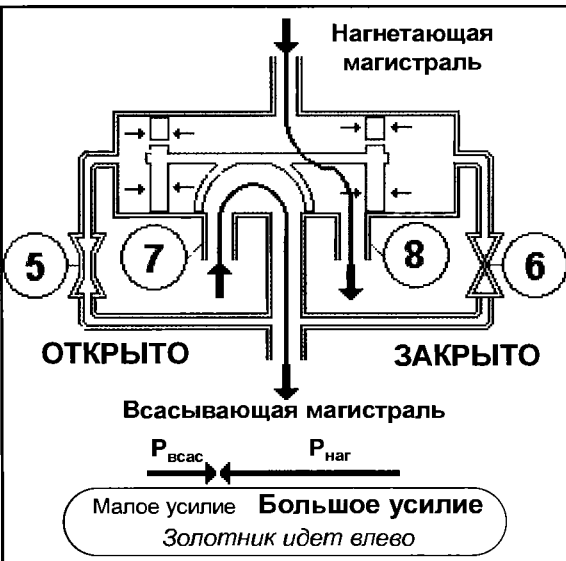


Рис. 52.3.

Таким образом, более мощная сила, обусловленная действием $P_{\text{наг}}$, будет направлена слева направо и заставит золотник переместиться вправо, сообщая нагнетающую магистраль с левым штуцером (поз. 7), а всасывающую магистраль с правым штуцером (поз. 8).

Если теперь $P_{\text{наг}}$ направить в полость позади правого поршня (закрыть вентиль 6), а $P_{\text{всас}}$ в полость позади левого поршня (открыть вентиль 5), то преобладающее усилие будет направлено справа налево и золотник переместится влево (см. рис. 52.3).

При этом он сообщает нагнетающую магистраль с правым штуцером (поз. 8), а всасывающую магистраль с левым штуцером (поз. 7), *то есть в точности наоборот по сравнению с предыдущим вариантом*.



Напомним, что перемещение золотника происходит под действием разности между значениями $P_{\text{наг}}$ и $P_{\text{всас}}$

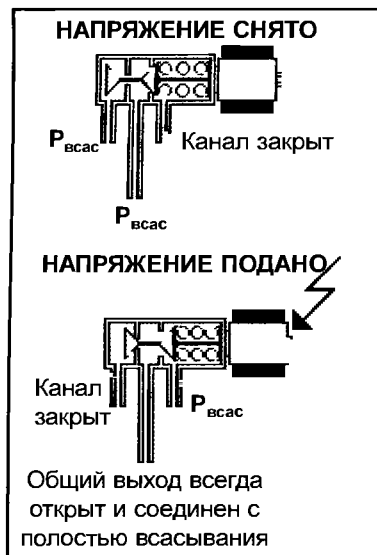


Рис. 52.4.

Конечно, использование двух ручных вентилях для обратимости рабочего цикла предусматривать нельзя. Поэтому сейчас мы приступим к изучению трехходового управляющего электроклапана, наиболее подходящего для автоматизации процесса обращения цикла.

Мы видели, что перемещение золотника возможно только в том случае, если существует разность между значениями $P_{наг}$ и $P_{всас}$. Управляющий трехходовой электроклапан предназначен только для того, чтобы сравнить давление либо из одной, либо из другой полости подачи поршней главного клапана. Поэтому управляющий электроклапан будет иметь очень небольшие размеры и остается неизменным для любых диаметров главного клапана.

Центральный вход этого клапана является общим выходом и соединяется с полостью всасывания (см. рис. 52.4).

Если напряжение на обмотку не подано, правый вход закрыт, а левый сообщен с полостью всасывания. И напротив, когда на обмотку подается напряжение, правый вход сообщен с полостью всасывания, а левый закрыт.

Изучим теперь простейший холодильный контур, оборудованный четырехходовым клапаном V4V (см. рис. 52.5).

Обмотка электромагнита управляющего электроклапана не запитана и его левый вход сообщает полость главного клапана, позади левого поршня золотника, с магистралью всасывания (напомним, что диаметр отверстия в поршне гораздо меньше диаметра капилляра, соединяющего магистраль всасывания с главным клапаном). Поэтому, в полости главного клапана, слева от левого поршня золотника, устанавливается $P_{всас}$.

Поскольку справа от золотника при этом устанавливается $P_{наг}$ под действием разности давлений золотник резко перемещается внутри главного клапана влево.

Достигнув левого упора, игла поршня (поз. А) перекрывает отверстие в капилляре, связывающем левую полость с полостью $P_{всас}$, препятствуя тем самым прохождению газа, так как в этом теперь нет необходимости. В самом деле, наличие постоянной утечки между полостями $P_{наг}$ и $P_{всас}$ может оказывать только вредное влияние на работу компрессора (см. раздел 22.5. "Слишком слабый компрессор. Практические аспекты устранения неисправности"). Заметим, что давление в левой полости главного клапана при этом вновь достигает значения $P_{наг}$, но, поскольку в правой полости также установилось $P_{наг}$, золотник больше не сможет изменить своего положения.

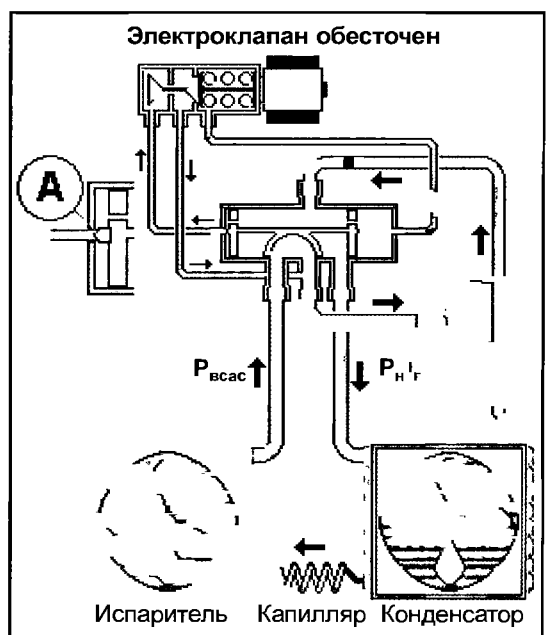


Рис. 52.5.

Теперь запомним как следует расположение конденсатора и испарителя, а также направление движения потока в капиллярном расширительном устройстве.

Перед тем, как продолжить чтение, попробуйте представить, что будет происходить, если на обмотку электромагнитного клапана подать напряжение.

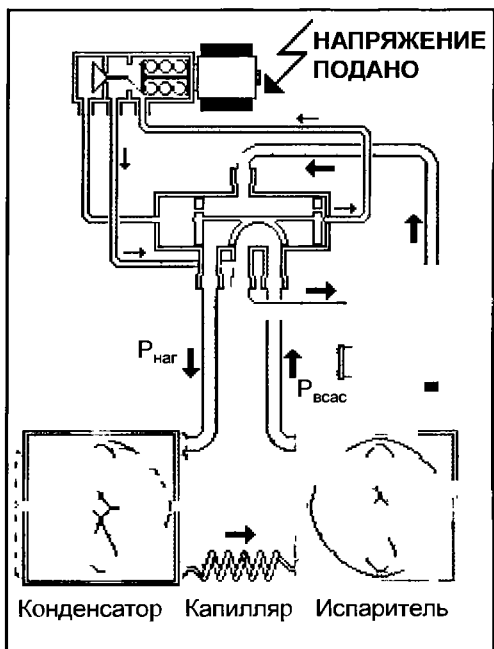


Рис. 52.6.

При подаче электропитания на обмотку электроклапана, правая полость главного клапана сообщается с магистралью всасывания и золотник резко перемещается вправо. Дойдя до упора, игла поршня прерывает отток газа в магистраль всасывания, перекрывая отверстие капилляра, соединяющего правую полость главного клапана с полостью всасывания.

В результате перемещения золотника нагнетающая магистраль теперь направлена к бывшему испарителю, который стал конденсатором. Точно так же, бывший конденсатор стал испарителем, и всасывающая магистраль теперь подсоединена к нему. Заметим, что хладагент в этом случае движется через капилляр в обратном направлении (см. рис. 52.6).

Чтобы избежать ошибок в названиях теплообменников, которые по очереди становятся то испарителем, то конденсатором, лучше всего называть их наружной батареей (теплообменник, расположенный вне помещения) и внутренней батареей (теплообменник, расположенный внутри помещения).

Б) Опасность гидроудара

При нормальной работе конденсатор заполнен жидкостью. Однако мы увидели, что в момент обращения цикла конденсатор практически мгновенно становится испарителем. То есть, в этот момент появляется опасность попадания в компрессор большого количества жидкости, даже если ТРВ полностью закрыт.

Во избежание такой опасности необходимо, как правило, на всасывающей магистрали компрессора устанавливать отделитель жидкости (см. рис. 52.7).

Отделитель жидкости сконструирован таким образом, чтобы в случае возникновения наплыва жидкости на выходе из главного клапана, главным образом, при обращении цикла, не допустить ее попадания в компрессор. Жидкость остается на дне отделителя, в то время как отбор давления во всасывающую магистраль производится в его верхней точке, что полностью исключает опасность попадания жидкости в компрессор.

Вместе с тем, мы видели, что масло (а следовательно, и жидкость) должно постоянно возвращаться в компрессор по линии всасывания. Чтобы дать маслу такую возможность, в нижней части всасывающего патрубка предусматривается калиброванное отверстие (иногда капилляр)...

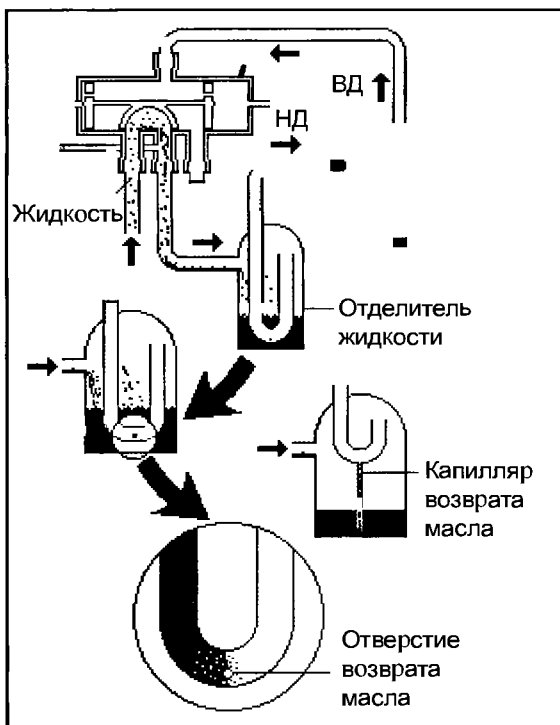


Рис. 52.7.

Когда жидкость (масло или хладагент) задерживается на дне отделителя жидкости, она, через калиброванное отверстие всасывается, медленно и постепенно возвращаясь в компрессор в таких количествах, которые оказываются недостаточными, чтобы привести к нежелательным последствиям.

В) Возможные неисправности

Одна из самых сложных неисправностей клапана V4V связана с ситуацией, когда золотник заклинивает в промежуточном положении (см. рис. 52.8).

В этот момент все четыре канала сообщаются между собой, что приводит к более или менее полному, в зависимости от положения золотника при заклинивании, перепуску газа из магистрали нагнетания в полость всасывания, что сопровождается появлением всех признаков неисправности типа "слишком слабый компрессор": снижению холодопроизводительности, падению давления конденсации, росту давления кипения (см. раздел 22. "Слишком слабый компрессор").



Рис. 52.8.

Такое заклинивание может произойти случайно и обусловлено оно самой конструкцией главного клапана. В самом деле, поскольку золотник имеет возможность свободного перемещения внутри клапана, он может сдвинуться и вместо того, чтобы находиться у одного из упоров, остаться в промежуточном положении в результате вибраций или механических ударов (например, после транспортировки).

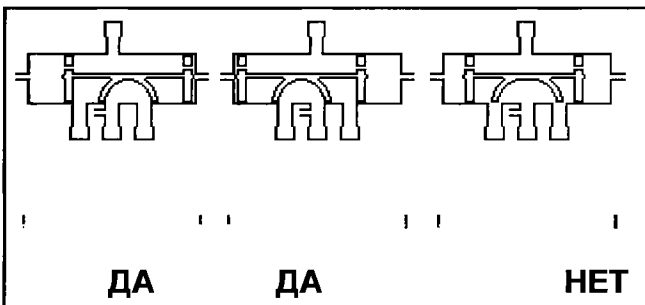


Рис. 52.9.

Если клапан V4V еще не установлен и, следовательно, есть возможность подержать его в руках, монтажник **ОБЯЗАТЕЛЬНО** должен проверить положение золотника, заглянув вовнутрь клапана через 3 нижних отверстия (см. рис. 52.9).

Таким образом, он сможет очень просто обеспечить нормальное положение золотника, поскольку после того, как клапан будет припаян, *смотреть вовнутрь станет слишком поздно!*

Если золотник расположен неправильно (рис. 52.9, справа), его можно будет привести в желаемое состояние, постукивая одним концом клапана по деревянному бруску или куску резины (см. рис. 52.10).

Никогда не стучите клапаном о металлическую деталь, так как при этом вы рискуете повредить оконечность клапана или совсем ее разрушить.

С помощью этого очень простого приема вы сможете, например, установить золотник клапана V4V в положение охлаждения (нагнетающая магистраль сообщается с наружным теплообменником) при замене неисправного V4V на новый в реверсивном кондиционере (если это происходит в разгаре лета).

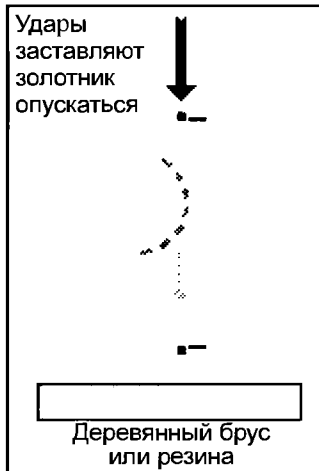


Рис. 52.10.

Причиной заклинивания золотника в промежуточном положении могут быть также многочисленные дефекты конструкции главного клапана или вспомогательного электроклапана.

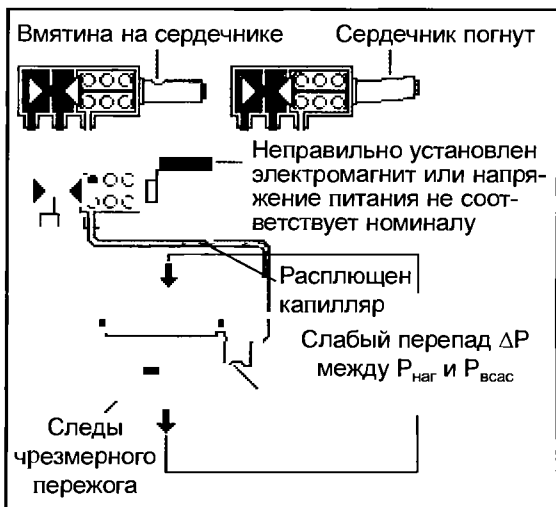


Рис. 52.11.

Например, если корпус главного клапана был поврежден при ударах и получил деформацию в цилиндрической части, такая деформация будет препятствовать свободному перемещению золотника.

Один или несколько капилляров, соединяющих полости главного клапана с низконапорной частью контура, могут засориться или погнуться, что приведет к уменьшению их проходного сечения и не позволит обеспечить достаточно быстрый сброс давления в полостях позади поршня золотника, нарушая тем самым его нормальную работу (напомним еще раз, что диаметр этих капилляров должен быть существенно больше диаметра отверстий, просверленных в каждом из поршней).

Следы чрезмерного пережога на корпусе клапана и плохой внешний вид паяных соединений являются объективным показателем квалификации монтажника, произ-

водившего пайку с помощью газовой горелки. Действительно, во время пайки следует обязательно *защитить корпус главного клапана от нагревания*, обертывая его мокрой тряпкой или смоченной асбестовой бумагой, так как поршни и золотник снабжены уплотняющими нейлоновыми (фторопластовыми) кольцами, которые одновременно улучшают скольжение золотника внутри клапана. При пайке, если температура нейлона превысит 100°C, он утрачивает свои способности герметизации и антифрикционные характеристики, прокладка получает непоправимые повреждения, что сильно повышает вероятность заклинивания золотника при первой же попытке переключения клапана.

Напомним, что быстрое перемещение золотника при обращении цикла происходит под действием разности между $P_{наг}$ и $P_{всас}$. Следовательно, перемещение золотника становится невозможным, если эта разность ΔP слишком мала (обычно ее минимально допустимое значение составляет около 1 бар). Таким образом, если управляющий электроклапан задействуется тогда, когда перепад ΔP недостаточен (например, при запуске компрессора), золотник не сможет беспрепятственно перемещаться и появляется опасность его заклинивания в промежуточном положении.

Зазедание золотника может также происходить из-за нарушений в работе управляющего электроклапана, например, при недостаточном напряжении питания или неправильном монтаже механизма электромагнита. Заметим, что вмятины на сердечнике электромагнита (вследствие ударов) или его деформация (при разборке или в результате падения) не позволяют обеспечить нормальное скольжение втулки сердечника, что также может привести к заеданию клапана.

Не лишне напомнить, что состояние холодильного контура должно быть абсолютно безупречным. В самом деле, если в обычном холодильном контуре крайне нежелательно присутствие частичек меди, следов припоя или флюса, то для контура с четырехходовым клапаном – *тем более*. Они могут заклинить его или закупорить отверстия в поршнях и капиллярные каналы клапана V4V. *Поэтому, прежде чем приступить к демонтажу или сборке такого контура, постарайтесь продумать максимум предосторожностей, которые вы должны соблюдать.*

Наконец, подчеркнем, что клапан V4V настоятельно рекомендуется монтировать в горизонтальном положении, чтобы избежать даже незначительного опускания золотника под действием собственного веса, так как это может вызывать постоянные утечки через иглу верхнего поршня, когда золотник будет находиться в верхнем положении. Возможные причины заклинивания золотника представлены на рис. 52.11.

Теперь встает вопрос. *Что делать, если золотник заклинило?*

Перед тем, как требовать от клапана V4V нормальной работы, ремонтник должен вначале обеспечить условия этой работы со стороны контура. Например, недостаток хладагента в контуре, обуславливая падение как $P_{наг}$, так и $P_{всас}$, может повлечь за собой слабый перепад ΔP , недостаточный для свободного и полного переброса золотника.

Если внешний вид V4V (отсутствие вмятин, следов ударов и перегрева) представляется удовлетворительным и есть уверенность в отсутствии неисправностей электрооборудования (очень часто такие неисправности приписывают клапану V4V, тогда как речь идет только о дефектах электрики), ремонтник должен задаться следующим вопросом:



К какому теплообменнику (внутреннему или наружному) должна подходить нагнетающая магистраль компрессора и в каком положении (справа или слева) должен находиться золотник при данном режиме работы установки (нагрев или охлаждение) и данной ее конструкции (нагрев или охлаждение при обесточенном управляющем электроклапане)?

Когда ремонтник уверенно определил требуемое нормальное положение золотника (справа или слева), он может попытаться поставить его на место, слегка, но резко, постукивая по корпусу главного клапана с той стороны, где должен находиться золотник, киянкой или деревянным молотком (если нет киянки, никогда не применяйте обычный молоток или кувалдочку, предварительно не приложив к клапану деревянную проставку, иначе вы рискуете серьезно повредить корпус клапана, см. рис. 52.12).

В примере на рис. 52.12 удар киянки **справа** заставляет золотник переместиться **вправо** (к сожалению, разработчики, как правило, не оставляют вокруг главного клапана пространства для нанесения удара!).

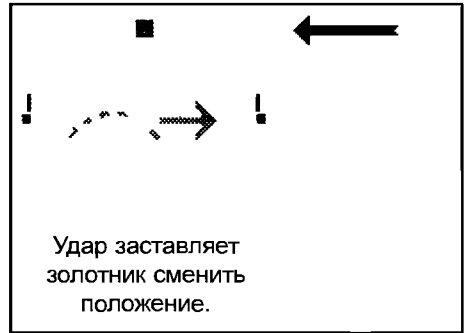


Рис. 52.12.

Очень часто при ремонте удается найти причину аномалии в работе V4V путем его ощупывания.



Рис. 52.13.

Действительно, нагнетающий патрубок компрессора должен быть очень горячим (**опасайтесь ожогов**, так как в некоторых случаях его температура может достигать 100°C). Всасывающий же патрубок, как правило, холодный. Следовательно, если золотник сдвинут вправо, штуцер 1 (см. рис. 52.13) должен иметь температуру, близкую к температуре нагнетающего патрубка, или, если золотник сдвинут влево, близкую к температуре всасывающего патрубка.

Мы видели, что небольшое количество газов из линии нагнетания (следовательно, очень горячих) проходит в течение короткого отрезка времени, когда происходит переброс золотника, по двум капиллярам, один из которых соединяет полость главного клапана с той стороны, где находится золотник, с одним из входов электроклапана, а другой соединяет выход управляющего электроклапана со всасывающей магистралью компрессора. Дальше прохождение газов прекращается, поскольку игла поршня, дошедшего до упора, перекрывает отверстие капилляра и предотвращает попадание в него газов. Поэтому нормальная температура капилляров (которые можно потрогать кончиками пальцев), также как и температура корпуса управляющего электроклапана, должны быть почти одинаковыми с температурой корпуса главного клапана.

Если ощупывание дает другие результаты, не остается ничего другого, как попытаться разобраться в них.

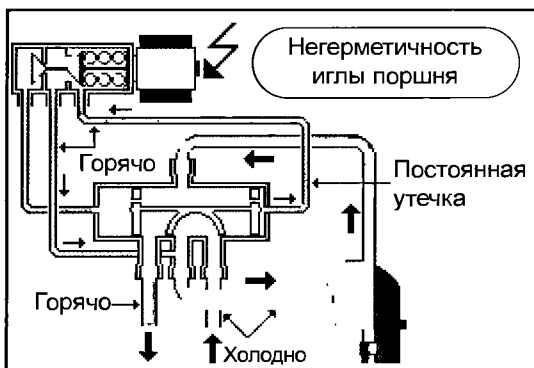


Рис. 52.14.

Допустим, при очередном техническом обслуживании ремонтник обнаруживает небольшой рост давления всасывания и небольшое падение давления нагнетания. Поскольку левый нижний штуцер горячий, он делает вывод о том, что золотник находится справа. Ощупывая капилляры, он замечает, что правый капилляр, а также капилляр, соединяющий выход электроклапана со всасывающей магистралью, имеют повышенную температуру.

На основании этого он может сделать вывод о том, что между полостями нагнетания и всасывания существует постоянная утечка и, следовательно, игла правого поршня не обеспечивает герметичности (см. рис. 52.14).

Он решает повысить давление нагнетания (например, закрывая картоном часть конденсатора), чтобы увеличить разность давлений и тем самым попробовав прижать золотник к правому упору. Затем он производит переброску золотника влево, чтобы убедиться в нормальной работе клапана V4V, после чего возвращает золотник в начальное положение (повышая давление нагнетания, если разность давлений недостаточна, и проверяя реакцию V4V на работу управляющего электроклапана).

Таким образом, на основании указанных экспериментов он может сделать соответствующие выводы (в том случае, если расход утечки продолжает оставаться значительным, нужно будет предусматривать замену главного клапана).

В примере на рис. 52.15 давление нагнетания очень низкое, а давление всасывания аномально высокое. Поскольку все четыре штуцера клапана V4V довольно горячие, ремонтник делает вывод о том, что золотник заклинило в промежуточном положении.

Ощупывание капилляров показывает ремонтнику, что все 3 капилляра горячие, следовательно причина неисправности кроется в управляющем клапане, в котором одновременно оказались открытыми оба проходных сечения.

В этом случае следует полностью проверить все узлы управляющего клапана (механический монтаж электромагнита, электрические цепи, напряжение питания, потребляемый ток, состояние сердечника электромагнита) и многократно попробовать, включая и выключая клапан, вернуть его в рабочее состояние, удалив возможные посторонние частицы из-под одного или обоих его седел (если дефект не устраняется, нужно будет заменить управляющий клапан).

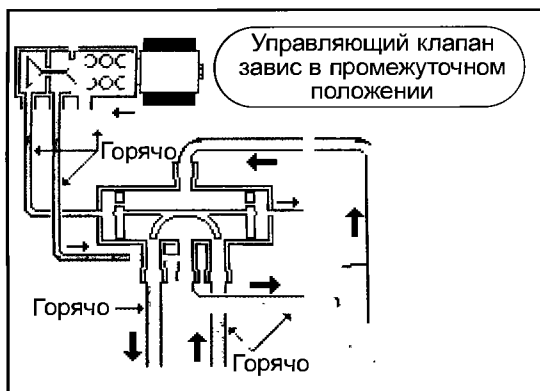


Рис. 52.15.

Что касается катушки электромагнита управляющего клапана (и вообще, катушек любых электромагнитных клапанов), некоторые начинающие ремонтники хотели бы получить рекомендации по поводу того, как определить, работает катушка или нет. В самом деле, для того, чтобы катушка возбуждала магнитное поле, недостаточно подать на нее напряжение, так как внутри катушки может иметь место обрыв провода.

Некоторые монтажники устанавливают жало отвертки на крепежный винт катушки, чтобы оценить силу магнитного поля (однако это не всегда удается), другие снимают катушку и следят за сердечником электромагнита, прислушиваясь к характерному стуку, сопровождающему его перемещение, третьи, сняв катушку, вводят в отверстие для сердечника отвертку, чтобы убедиться в том, что она втягивается под действием силы магнитного поля.

Воспользуемся случаем, чтобы сделать небольшое уточнение...

В качестве примера рассмотрим классическую катушку электромагнитного клапана с номинальным напряжением питания 220 В.

Как правило, разработчиком допускается длительное повышение напряжения по отношению к номиналу не более, чем на 10% (то есть около 240 вольт), без риска чрезмерного перегрева обмотки и гарантируется нормальная работа катушки при длительном падении напряжения не более, чем на 15% (то есть 190 вольт). Эти допустимые пределы отклонения напряжения питания электромагнита легко объяснимы. Если напряжение питания слишком высокое, обмотка сильно нагревается и может сгореть. И напротив, при низком напряжении, магнитное поле оказывается слишком слабым и не позволит обеспечить вытягивание сердечника вместе со штоком клапана внутрь катушки (см. раздел 55. "Различные проблемы электрооборудования").

Если предусмотренное для нашей катушки напряжение питания составляет 220 В, а номинальная мощность равна 10 Вт, можно предположить, что она будет потреблять ток $I = P / U$, то есть $I = 10 / 220 = 0,045$ А (или 45 мА).

На самом деле, катушка будет потреблять ток около 0,08 А (80 мА), так как для переменного тока $P = U \times I \times \cos\phi$, а для катушек электромагнитов $\cos\phi$, как правило, близок к 0,5.

Если из катушки, находящейся под напряжением, извлечь сердечник, то потребляемый ток возрастет до 0,233 А (то есть, почти в 3 раза больше, чем номинальное значение). Поскольку выделяющееся при прохождении тока тепло пропорционально квадрату силы тока, значит катушка будет *нагреваться в 9 раз больше, чем в номинальных условиях*, что сильно увеличивает опасность ее сгорания.

Если в катушку, находящуюся под напряжением, вставить металлическую отвертку, магнитное поле втянет ее вовнутрь и потребляемый ток слегка упадет (в рассматриваемом примере до 0,16 А, то есть в два раза больше номинального значения, см. рис. 52.16).



Рис. 52.16.



Запомните, что никогда не следует демонтировать катушку электромагнита, находящуюся под напряжением, так как она может очень быстро сгореть.

Хорошим способом определения целостности обмотки и проверки наличия напряжения питания является использование *токоизмерительных клещей* (трансформаторных клещей), которые раскрывают и придвигают к катушке для обнаружения магнитного поля, создаваемого ею при нормальной работе (см. рис. 52.17).



Рис. 52.17.

Трансформаторные клещи, реагируя по своему назначению на изменение магнитного потока возле катушки, позволяют, в случае ее неисправности, зарегистрировать достаточно высокую величину силы тока на амперметре (которая, впрочем, абсолютно ничего не означает), что быстро дает уверенность в исправности электрических цепей электромагнита.

Заметим, что использование открытых трансформаторных токоизмерительных клещей допустимо для любых обмоток, питающихся переменным током (электромагниты, трансформаторы, двигатели...), в момент, когда проверяемая обмотка не находится в непосредственной близости от другого источника магнитного излучения.

Упражнение №1

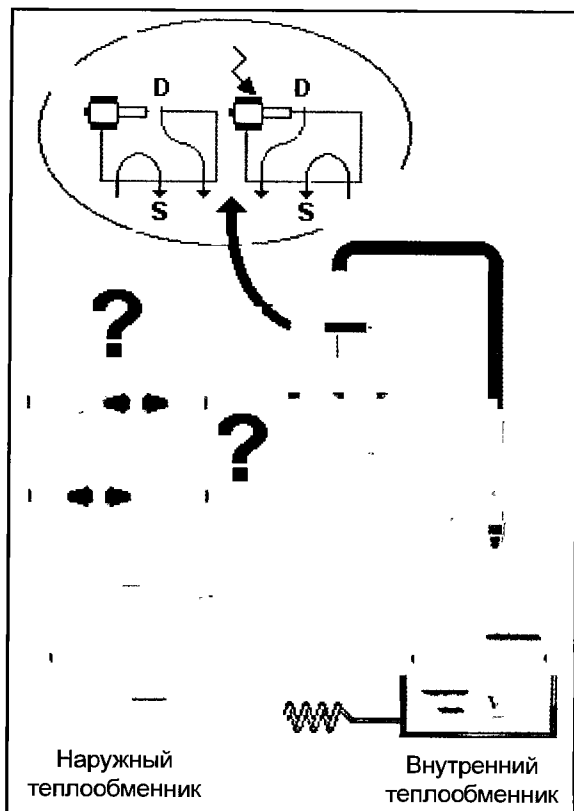


Рис. 52.18.

Ремонтник должен произвести замену клапана V4V в разгар зимы на установке, представленной на рис. 52.18.

После слива хладагента из установки и снятия неисправного V4V ремонтник задается следующим вопросом:

Имея в виду, что наружная и внутренняя температуры низкие, тепловой насос должен работать в режиме обогрева кондиционируемого помещения.

Перед тем, как устанавливать новый V4V, в каком положении должен находиться золотник: справа, слева или его положение не имеет значения?

В качестве подсказки приводим схему, выгравированную на корпусе электроклапана.

Упражнение №2

Монтажник устанавливает отделитель жидкости на всасывающей магистрали компрессора.

По ошибке, он установил его задом наперед.

Каковы могут быть последствия такой ошибки монтажа (см. рис. 52. 19)?

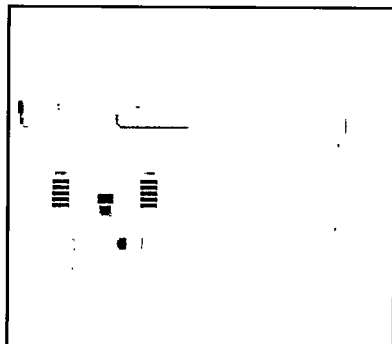


Рис. 52.19.

Упражнение №3

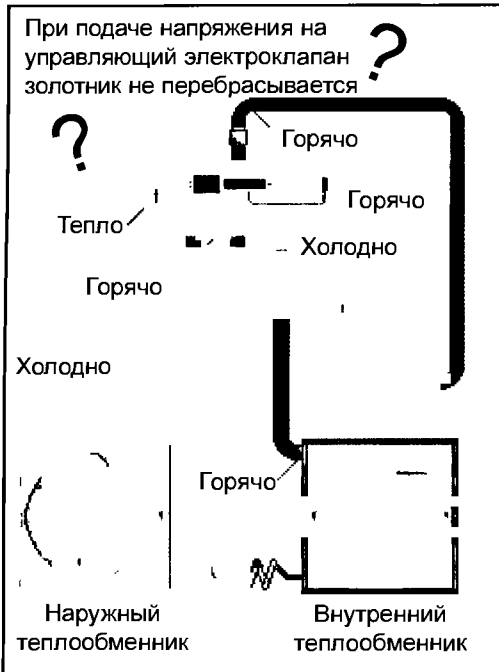


Рис. 52.20.

В разгар зимы вас пригласили для ремонта установки, представленной на схеме (рис. 52.20).

Прибыв на место, вы обнаруживаете, что внешний теплообменник покрыт большой снежной "шубой". Быстро пощупав 4 штуцера V4V, вы определяете, что тепловой насос работает в режиме обогрева.

Манипулируя напряжением питания управляющего электроклапана, вы слышите в нем отчетливый щелчок (электроклапан, следовательно, представляется вполне работоспособным), но золотник V4V не перебрасывается в положение размораживания, хотя располагаемый перепад ДР вполне нормальный.

Производя ощупывание капилляров V4V, вы констатируете, что правый и центральный капилляры аномально горячие.

Что же могло произойти?

Упражнение №4

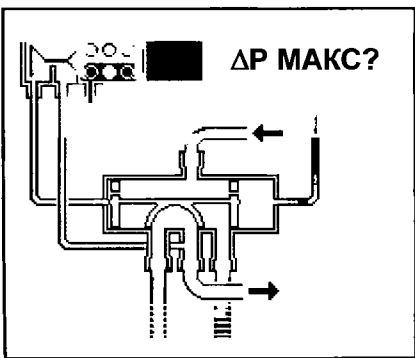


Рис. 52.21.

Просматривая техническую документацию одного из основных производителей V4V, вы находите следующие характеристики.

Для нормального обращения цикла перепад давления должен находиться в следующих пределах:

- $\Delta P_{\min} = 1 \text{ бар.}$
- $\Delta P_{\max} = 25 \text{ бар.}$

Мы уже знаем, что для свободной переборки золотника из одного положения в другое необходима минимально допустимая разность (перепад ΔP между $P_{\text{наг}}$ и $P_{\text{всас}}$) давлений с одной и другой стороны золотника. Разговор об этом был у нас неоднократно.

Но почему разность давлений между значениями $P_{\text{наг}}$ и $P_{\text{всас}}$ не должна превышать максимального значения в 25 бар? Какая опасность возникнет, если это произойдет (см. рис. 52.21)?

Ответы на все 4 упражнения вы найдете ниже. Однако, не спешите продолжать чтение. Попробуйте прежде сами найти их решения. Отыскивая решения (и часто ошибаясь), вы тем самым гораздо более успешно освоите материал данного руководства.

Решение упражнения №1

По окончании ремонта тепловой насос должен будет работать в режиме обогрева. Это значит, что внутренний теплообменник будет использоваться как конденсатор (см. рис. 52.22).

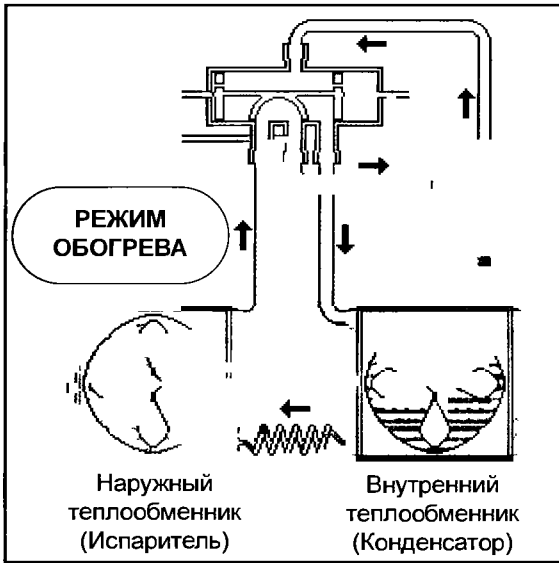


Рис. 52.22.

Только после этого можно будет устанавливать клапан V4V в контур (обращая внимание на предотвращение чрезмерного перегрева корпуса главного клапана при пайке).

Теперь рассмотрим обозначения на схеме, которая иногда наносится на поверхность электроклапана (см. рис. 52.23).

К сожалению, такие схемы не всегда имеются, хотя их наличие очень полезно для ремонта и обслуживания V4V.

Итак, золотник ремонтником перемещен влево, при этом лучше, чтобы в момент запуска напряжение на электроклапане отсутствовало. Такая предосторожность позволит избежать попытки обращения цикла в момент запуска компрессора, когда перепад ΔP между $P_{\text{наг}}$ и $P_{\text{всас}}$ еще очень небольшой.

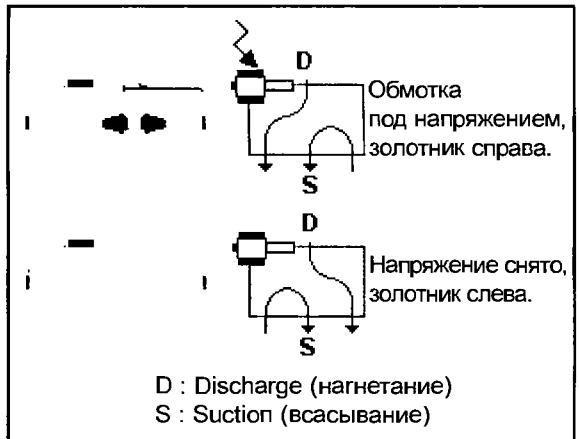
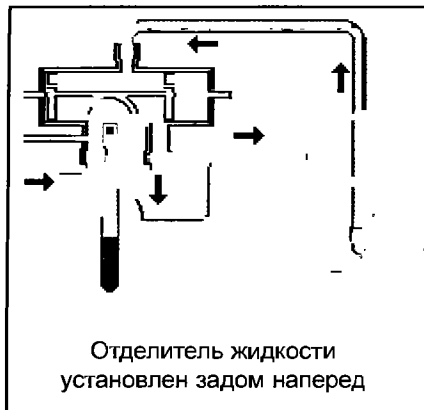


Рис. 52.23.

Нужно иметь в виду, что любая попытка обращения цикла при низком перепаде ΔP чревата опасностью заклинивания золотника в промежуточном положении. В нашем примере, чтобы исключить такую опасность, достаточно отсоединить обмотку электроклапана от сети при запуске теплового насоса. Это сделает полностью невозможным попытку обращения цикла при слабом перепаде ΔP (например, из-за неверного электрического монтажа)

Таким образом, перечисленные предосторожности должны позволить ремонтнику избежать возможных неполадок в работе агрегата V4V при его замене.

Решение упражнения №2

Отделитель жидкости
установлен задом наперед

Рис. 52.24.

Если отделитель жидкости по ошибке установлен в контуре задом наперед, он становится превосходным накопителем жидкости, имеющим большую емкость (см. рис. 52.24).

Из-за этого масло, которое постоянно поступает в этот накопитель по всасывающей магистрали, будет скапливаться на дне ресивера не имея никакой возможности возвратиться в компрессор, поскольку его уровень не совпадает с перфорацией всасывающего патрубка.

Следовательно, очень быстро картер компрессора останется без масла, что приведет к механическому заеданию с последующим непоправимым разрушением компрессора.

Решение упражнения №3

В этом упражнении перепад ΔP нормальный и управляющий электроклапан представляется вполне исправным. Однако золотник V4V не реагирует на управляющее воздействие и кажется безнадежно застрявшим в левом положении вместо того, чтобы перебраться вправо. Следовательно, можно предположить, что либо в *правой* полости давление не спало или спало недостаточно, либо в *левой* оно не растет или растет недостаточно.

Поскольку правый капилляр, а также центральный капилляр горячие, это доказывает правильное положение штока управляющего клапана и наличие перетекания газа из линии нагнетания. Возможно, однако, что количество газа из линии нагнетания, проходящего через правый поршень больше, чем количество газа, отводимое из правой полости через капилляр. В этом случае, давление в правой полости не снижается или снижается недостаточно и не позволяет золотнику перебраться вправо. Это может иметь место из-за того, что либо через уплотнение правого поршня газ из линии нагнетания *сильно подтекает* в правую полость (см. **поз. 1** на рис. 52.25), либо *частично закупорен* правый капилляр (**поз. 2**).

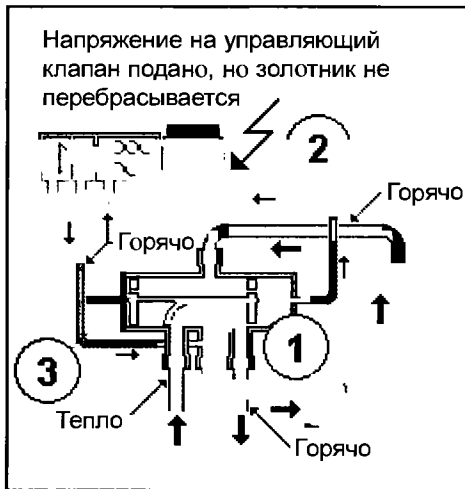


Рис. 52.25.

Возможно также, что закупорено отверстие в левом поршне (**поз. 3**), из-за чего давление в левой полости оказывается недостаточным для переброски золотника вправо.

Примечание. Такие же признаки (управляющий электроклапан работает нормально, перепад ΔP в норме, однако золотник не перебрасывается) могут сопровождать и полную закупорку капилляра. Однако в этом случае ни один из трех капилляров не будет горячим, поскольку при этом будет полностью прекращена циркуляция газов.

Решение упражнения №4

Мы уже затрагивали проблему максимальной разности давлений (см. раздел 46. "Термостатические расширительные вентили. Дополнительные сведения"). Воспользуемся теперь изучением клапана V4V, чтобы пополнить наши знания о трехходовом электроклапане еще одним аспектом.

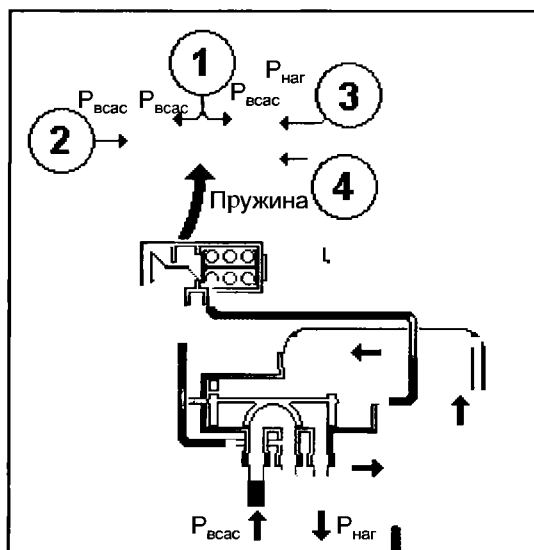


Рис. 52.26.

Рассмотрим давления, устанавливающиеся в полостях управляющего электроклапана (ЭК) в момент, когда его обмотка обесточена и золотник находится слева (см. рис. 52.26). В центральной полости электроклапана, соединенной с общим выходом, устанавливается $P_{всас}$, которое с одинаковой силой действует на левую и правую иглы клапана (поз. 1). То есть эти две силы, будучи одинаковыми, взаимно компенсируются. В левой полости ЭК сила $P_{всас}$ толкает левую иглу клапана *вправо* (поз. 2), а в правой полости сила $P_{наг}$ толкает правую иглу *влево* (поз. 3), прижимая ее вместе с пружиной (поз. 4) к правому седлу.

Когда на обмотку электромагнита ЭК подается напряжение, чтобы переместить шток клапана *вправо*, электромагнитная сила должна быть больше суммы сил $P_{наг}$ и пружины (поз. 3 и 4 соответственно) за вычетом силы $P_{всас}$ (поз. 2). То есть сила, действующая на сердечник электромагнита, должна быть не меньше величины $F_{пружины} + F_{наг} - F_{всас}$ или $F_{пружины} + F_{\Delta P}$ (поскольку $F_{наг} - F_{всас} = F_{\Delta P}$).

Таким образом, чем выше ΔP , тем больше должна быть сила электромагнитного притяжения. Максимальная сила притяжения магнита фиксируется конструкцией его катушки и если ΔP превышает 25 бар, электроклапан перестанет работать. Поэтому, слишком высокое значение разности давлений может воспрепятствовать переброске золотника.

Точно такие же проблемы возникнут, если разность давлений станет слишком большой, когда обмотка ЭК уже находится под напряжением (см. рис. 52.27).

Тогда $P_{всас}$, действующее в средней полости ЭК, также как и в предыдущем случае, взаимно компенсируется (поз. 5). С другой стороны, $P_{наг}$, установившееся в левой полости ЭК (поз. 6), толкает шток клапана *вправо*, в то время как $P_{всас}$ в правой полости клапана (поз. 7) и пружина (поз. 8) толкают его *влево*.

Когда напряжение питания обмотки ЭК будет отключено, шток сможет переместиться влево только в том случае, если сила пружины будет больше, чем сила, обусловленная разностью $P_{наг} - P_{всас}$, то есть перепадом ΔP .

Таким образом, слишком большое значение перепада ΔP может мешать переброске штока влево (и, следовательно, обращению цикла), даже если питание обмотки ЭК отключено.

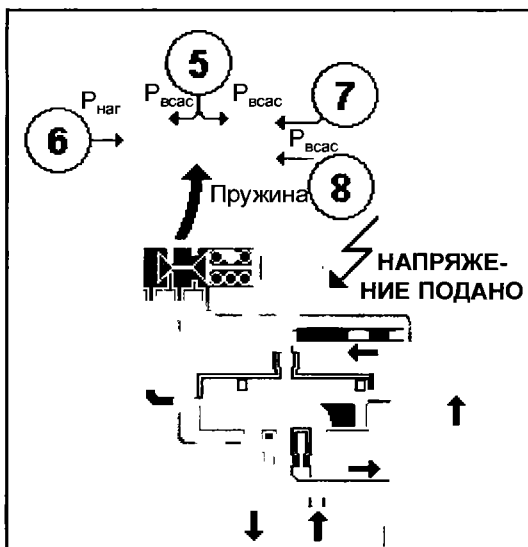


Рис. 52.27.

53.ОДНОФАЗНЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

Однофазными электродвигателями оборудовано большое количество маломощных холодильных агрегатов, используемых в быту (домашние холодильники, морозильники, бытовые кондиционеры, небольшие тепловые насосы...).

Несмотря на очень широкое распространение, однофазные двигатели с вспомогательной обмоткой зачастую недооцениваются по сравнению с трехфазными двигателями.

Целью настоящего раздела является изучение правил подключения однофазных электродвигателей, их ремонта и обслуживания, а также рассмотрение узлов и элементов, необходимых для их работы (конденсаторы, пусковые реле). Конечно, мы не будем изучать, как и почему вращаются такие двигатели, но все особенности их использования в качестве двигателей для компрессоров холодильного оборудования мы постараемся изложить.

А) Однофазные двигатели с вспомогательной обмоткой

Такие двигатели, установленные в большинстве небольших компрессоров, питаются напряжением 220 В. Они состоят из двух обмоток (см. рис. 53.1).

- ▶ Основная обмотка Р, называемая часто рабочей обмоткой, или по-английски Run (R), имеет провод толстого сечения, который в течение всего периода работы двигателя остается под напряжением и пропускает номинальную силу тока двигателя.
- ▶ Вспомогательная обмотка А, называемая также пусковой обмоткой, или по-английски S (Start), имеет провод более тонкого сечения, следовательно, *большее сопротивление*, что позволяет легко отличить ее от основной обмотки.

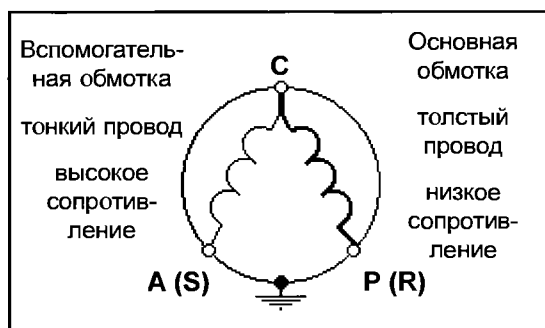


Рис. 53.1.

Вспомогательная или пусковая обмотка, согласно названию, служит для обеспечения запуска двигателя.

Действительно, если попытаться запустить двигатель, подав напряжение *только* на основную обмотку (и не запитать вспомогательную), мотор будет гудеть, но вращаться не начнет. Если в этот момент вручную крутануть вал, мотор запустится и будет вращаться *в том же направлении, в котором его закрутили вручную*. Конечно, такой способ запуска совсем не годится для практики, особенно если мотор спрятан в герметичный кожух.

Пусковая обмотка как раз и служит для того, чтобы запустить двигатель и обеспечить величину пускового момента выше, чем момент сопротивления на валу двигателя.

Далее мы увидим, что последовательно с пусковой обмоткой в цепь вводится, как правило, конденсатор, обеспечивающий необходимый сдвиг по фазе (около 90°) между током в основной и пусковой обмотках. Эта искусственная расфазировка как раз и позволяет запустить двигатель.

Рассмотрим клеммную коробку однофазного двигателя герметичного компрессора, представленную на рис. 53.2. На ней легко можно заметить тепловое реле защиты, которое защищает компрессор от возможности случайного перегрева. Три клеммы двигателя обозначены цифрами 1, 2 и 3.

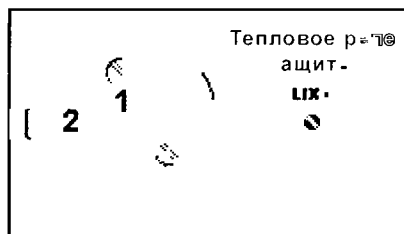


Рис. 53.2.

При отключенных от сети клеммах замерим сопротивление между ними. Допустим, мы получили следующие значения:

$$\begin{aligned} R_{1,2} &\rightarrow 11 \Omega; \\ R_{1,3} &\rightarrow 3 \Omega; \\ R_{3,2} &\rightarrow 14 \Omega. \end{aligned}$$

Примечание. При измерении следует использовать шкалу с небольшим номиналом (например, 200 Ω), так как максимальные значения сопротивлений обмоток не превышают нескольких десятков Ом.

На основании замеров можно представить себе схему, приведенную на рис. 53.3.

Наибольшее сопротивление между точками 3 и 2, следовательно клемма 1 является общей С. Самое низкое сопротивление между клеммами 1 и 3, следовательно между ними находится основная обмотка Р. Таким образом, клеммы 1 и 2 соединены со вспомогательной обмоткой (А).

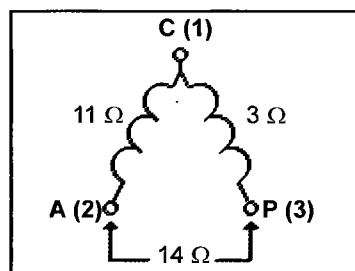


Рис. 53.3.

Внимание! Все замеры должны быть выполнены с большой аккуратностью и точностью, особенно, если модель двигателя вам незнакома или схема соединения обмоток отсутствует.



Случайное перепутывание основной и вспомогательной обмоток, как правило, заканчивается тем, что вскоре после подачи напряжения мотор сгорает!

Не стесняйтесь повторить измерения несколько раз и набросать схему двигателя, снабдив ее максимумом пометок, это позволит вам избежать многих ошибок!

ПРИМЕЧАНИЕ

Если двигатель трехфазный, омметр покажет одинаковые значения сопротивлений между всеми тремя клеммами (см. рис. 53.4). Таким образом, представляется, что трудно ошибиться, прозванивая этот тип двигателя (по трехфазным двигателям см. раздел 62).

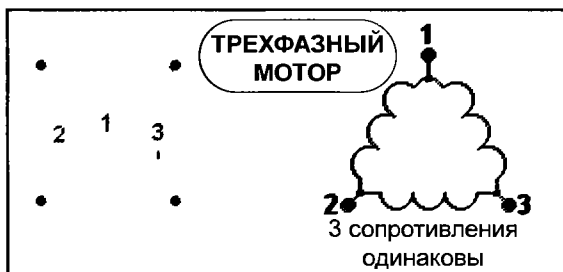


Рис. 53.4.

В любом случае, возьмите в привычку читать справочные данные на корпусе двигателя, а также подумайте о том, как заглянуть вовнутрь клеммной коробки, сняв ее крышку, поскольку там часто приводится схема соединения обмоток двигателя.

Проверка двигателя. Одним из наиболее сложных для начинающего ремонтника вопросов является принятие решения о том, что по результатам проверки двигатель следует считать сгоревшим. Напомним основные дефекты электрического характера, наиболее часто встречающиеся в двигателях (неважно, однофазных или трехфазных). Большинство этих дефектов имеют причиной сильный перегрев двигателя, обусловленный чрезмерной величиной потребляемого тока. Повышение силы тока может быть следствием электрических (продолжительное падение напряжения, перенапряжение, плохая настройка предохранительных устройств, плохой электрический контакт, неисправный контактор) или механических (заклинивание из-за нехватки масла) неполадок, а также аномалий в холодильном контуре (слишком большое давление конденсации, присутствие кислот в контуре...).

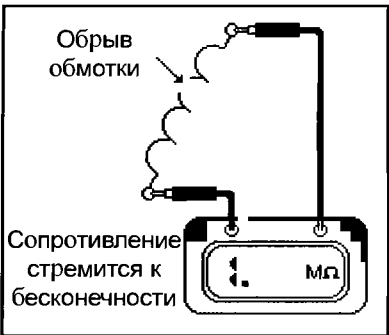


Рис. 53.5.

Одна из обмоток может быть оборвана (см. рис. 53.5). В этом случае омметр при измерении ее сопротивления будет показывать очень большую величину вместо нормального сопротивления. Удостоверьтесь, что ваш омметр исправен и что его зажимы имеют хороший контакт с клеммами обмотки. Не стесняйтесь проверить омметр с помощью хорошего эталона.

Напомним, что обмотка обычного мотора имеет максимальное сопротивление в несколько десятков Ом для небольших двигателей и несколько десятых долей Ома для огромных двигателей. Если обмотка оборвана, нужно будет либо заменить двигатель (или полностью агрегат), либо перемотать его (в том случае, когда такая возможность имеется, перемотка тем более выгодна, чем больше мощность двигателя).

Между двумя обмотками может существовать короткое замыкание. Чтобы выполнить такую проверку, необходимо убрать соединительные провода (и соединительные перемычки на трехфазном двигателе).



Когда вы проводите отсоединение, никогда не стесняйтесь предварительно разработать детальную схему замеров и сделать максимум пометок, чтобы в дальнейшем спокойно и без ошибок вновь поставить на место соединительные провода и перемычки.

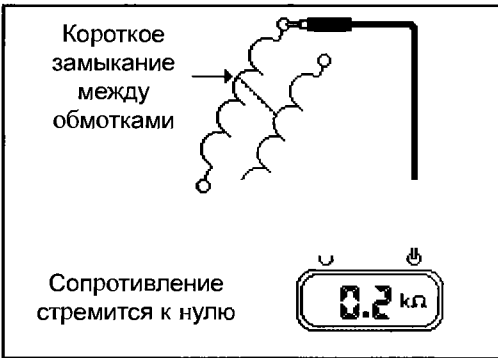


Рис. 53.6.

В примере на рис. 53.6 омметр должен показывать бесконечность. Однако, он показывает ноль (или очень низкое сопротивление), что без сомнения означает возможность короткого замыкания между двумя обмотками.



Рис. 53.7.

Такая проверка менее показательна для однофазного двигателя с вспомогательной обмоткой в случае, если две обмотки невозможно разъединить (когда общая точка С, соединяющая две обмотки, находится внутри двигателя). Действительно (см. рис. 53.7), в зависимости от точного места нахождения короткого замыкания, замеры сопротивлений, осуществленные между тремя клеммами (С → А, С → Р и Р → А), дают пониженные, но достаточно несвязанные между собой величины. Например, сопротивление между точками А и Р, может не соответствовать сумме сопротивлений С → А + С → Р.

Также, как и в случае обрыва обмоток, при коротком замыкании между обмотками необходимо либо заменить, либо перемотать двигатель.

Обмотка может быть замкнута на массу. Сопротивление изоляции нового двигателя (между каждой из обмоток и массой) должно достигать 1000 МΩ. Со временем это сопротивление уменьшается и может упасть до 10...100 МΩ. Как правило, принято считать, что начиная с 1 МΩ (1000 кΩ) нужно предусматривать замену двигателя, а при величине сопротивления изоляции 500 кΩ и ниже, эксплуатация двигателя *не допускается* (напомним: 1 МΩ = 10³ кΩ = 10⁶ Ω).

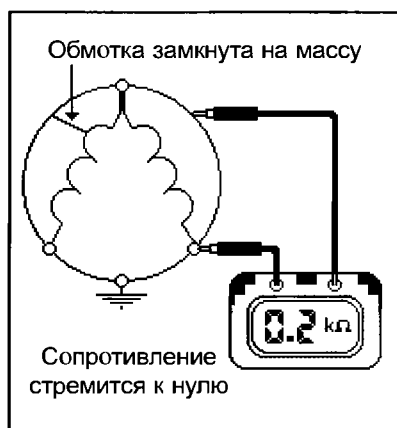


Рис. 53.8.

Если изоляция нарушена, измерение сопротивления между клеммой обмотки и корпусом мотора дает нулевую величину (или очень низкое сопротивление) вместо бесконечности (см. рис. 53.8). Заметим, что такое измерение должно быть выполнено на каждой клемме двигателя с помощью наиболее точного омметра. Перед каждым измерением убедитесь, что ваш омметр в исправном состоянии, и что его зажимы имеют хороший контакт с клеммой и металлом корпуса двигателя (при необходимости, соскоблите краску на корпусе, чтобы добиться хорошего контакта).

В примере на рис. 53.8 измерение указывает на то, что обмотка несомненно может быть замкнута на корпус.

Однако контакт обмотки с массой может быть и не полным. Действительно, сопротивление изоляции между обмотками и корпусом может становиться *достаточно низким*, когда двигатель находится под напряжением, чтобы вызывать срабатывание предохранительного автомата, в то же время оставаясь *достаточно высоким*, чтобы в отсутствие напряжения не быть обнаруженным с помощью обычного омметра.

В этом случае необходимо использовать мегомметр (или аналогичный прибор), который позволяет контролировать сопротивление изоляции с использованием постоянного напряжения от 500 В, вместо нескольких вольт для обычного омметра (см. рис. 53.9).

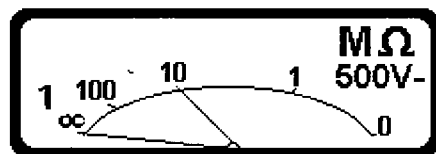


Рис. 53.9.

При вращении ручного индуктора мегомметра, если сопротивление изоляции в норме, стрелка прибора должна отклоняться влево (поз. 1) и указывать бесконечность (∞). Более слабое отклонение, например, на уровне 10 МΩ (поз. 2), указывает на снижение изоляционных характеристик двигателя, которое хотя и недостаточно для того, чтобы *только оно* привело к срабатыванию защитного автомата, но, тем не менее, должно быть отмечено и устранено, поскольку даже незначительные повреждения изоляции, вдобавок к уже существующим, в большинстве случаев рано или поздно приведут к полной остановке агрегата.

Отметим также, что только мегомметр может позволить выполнить качественную проверку изоляции двух обмоток *между собой*, когда их невозможно разъединить (см. выше проблему короткого замыкания между обмотками в однофазном двигателе). В заключение укажем, что проверку подозрительного электродвигателя необходимо проводить очень строго.

В любом случае недостаточно только заменить двигатель, но необходимо также *найти, вдобавок к этому, первопричину неисправности* (механического, электрического или иного характера) с тем, чтобы радикально исключить всякую возможность ее повторения. В холодильных компрессорах, где имеется большая вероятность наличия кислоты в рабочем теле (обнаруживаемой простым анализом масла), после замены сгоревшего мотора необходимо будет предпринять дополнительные меры предосторожности. Не следует пренебрегать и осмотром электроаппаратуры (при необходимости, заменяя контактор и прерыватель, проверяя соединения и предохранители...).

Вдобавок к этому, замена компрессора требует от персонала высокой квалификации и строгого соблюдения правил: слива хладагента, при необходимости промывая после этого контур, возможной установки антикислотного фильтра на всасывающей магистрали, замены фильтра-осушителя, поиска утечек, обезжизивания контура путем вакуумирования, заправки контура хладагентом и полного контроля функционирования... Наконец, **особенно если изначально установка была заправлена хладагентом типа CFC (R12, R502...), может быть бюджет возможным и целесообразным воспользоваться заменой компрессора, чтобы поменять тип хладагента?**

Б) Конденсаторы

Чтобы запустить однофазный двигатель со вспомогательной обмоткой, необходимо обеспечить сдвиг по фазе переменного тока во вспомогательной обмотке по отношению к основной. Для достижения сдвига по фазе и, следовательно, обеспечения требуемого пускового момента (напомним, что пусковой момент двигателя обязательно должен быть больше момента сопротивления на его валу) используют, в основном, конденсаторы, установленные последовательно со вспомогательной обмоткой. Отныне мы должны запомнить, что если емкость конденсатора выбрана неправильно (слишком малая или слишком большая), достигнутая величина фазового сдвига может не обеспечить запуск двигателя (двигатель стопорится).

В электрооборудовании холодильных установок мы будем иметь дело с двумя типами конденсаторов:

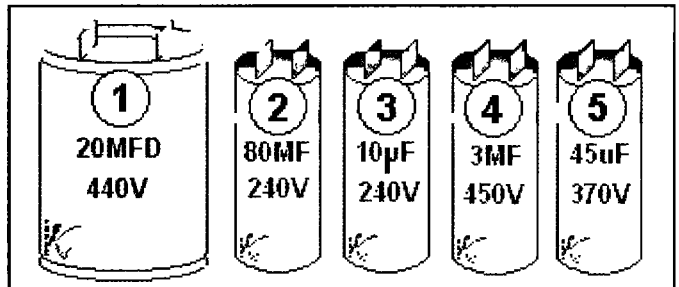
- ▶ **Рабочие (ходовые) конденсаторы** (бумажные) небольшой емкости (редко более 30 мкф), и значительных размеров.
- ▶ **Пусковые конденсаторы** (электролитические), имеющие, наоборот, большую емкость (может превышать 100 мкф) при относительно небольших размерах. Они не должны находиться постоянно под напряжением, иначе такие конденсаторы очень быстро перегреваются и могут взорваться. *Как правило, считается, что время их нахождения под напряжением не должно превышать 5 секунд, а максимально допустимое число запусков составляет не более 20 в час.*

С одной стороны, размеры конденсаторов *зависят от их емкости* (чем больше емкость, тем больше и размеры). Емкость указывается на корпусе конденсатора в микрофарадах (μF , или μF , или MF, или MFD, в зависимости от разработчика) с допуском изготовителя, например: $15\mu F \pm 10\%$ (емкость может составлять от 13,5 до 16,5 мкФ) или 88-108 MFD (емкость составляет от 88 до 108 мкФ).

Кроме того, размеры конденсатора зависят от *величины напряжения*, указанного на нем (чем выше напряжение, тем больше конденсатор). Полезно напомнить, что указанное разработчиком напряжение является *максимальным напряжением*, которое можно подавать на конденсатор, не опасаясь его разрушения. Так, если на конденсаторе указано 20мкф/360В, это значит, что такой конденсатор свободно можно использовать в сети с напряжением 220 В, но ни в коем случае нельзя подавать на него напряжение 380 В.

53.1. УПРАЖНЕНИЕ

Попробуйте для каждого из 5 конденсаторов, изображенных на рис. 53.10 в одном и том же масштабе, определить, какие из них являются рабочими (ходовыми), а какие пусковыми.



Ответ приведен на рис. 53.11.

Рис. 53.10.



Рис. 53.11.

Конденсатор №1 самый большой по размерам из всех представленных, имеет довольно низкую емкость в сравнении с его размерами. По-видимому, это рабочий конденсатор.

Конденсаторы №3 и №4, при одинаковых размерах, имеют очень небольшую емкость (заметим, что конденсатор №4, предназначенный для использования в сети с напряжением

питания, большим, чем конденсатор №3, имеет более низкую емкость). Следовательно, эти два конденсатора также рабочие.

Конденсатор №2 имеет, в сравнении с его размерами, очень большую емкость, следовательно это пусковой конденсатор. Конденсатор №5 имеет емкость несколько меньше, чем №2, но он предназначен для более высокого напряжения: это также пусковой конденсатор.

Перед тем, как детально изучать правила проверки конденсаторов, не лишне напомнить, что происходит, когда к их выводам подключают омметр (см. рис. 53.12).

Поз. 1. Пластины конденсатора полностью разряжены и напряжение U_1 на его выводах равно нулю. Когда вы подключите к выводам омметр, его стрелка точно отклонится к 0, что свидетельствует о прохождении через омметр большого тока I_1 .

Поз. 2. Далее можно заметить, что стрелка омметра медленно возвращается влево, что свидетельствует об уменьшении силы тока I_2 по отношению к I_1 . Одновременно, напряжение на выводах конденсатора U_2 медленно повышается (конденсатор заряжается).

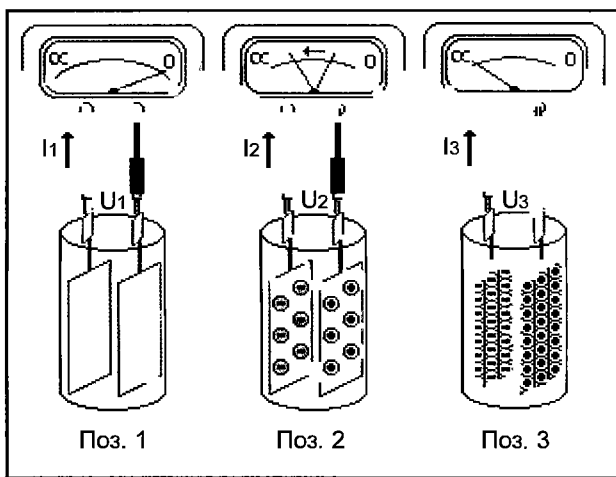


Рис. 53.12.

Поз. 3. Стрелка омметра указывает бесконечность (∞), то есть ток I_3 равен нулю и пластины конденсатора полностью заряжены. Напряжение U_3 на конденсаторе стало равным напряжению источника питания омметра.

Постепенное уменьшение силы тока объясняется тем, что по мере зарядки пластин конденсатора (что приводит к повышению напряжения между пластинами), разница между напряжением на выводах конденсатора и напряжением батареи омметра уменьшается.

Когда эта разница станет нулевой, ток также будет равен нулю (поз. 3). И наоборот, когда эта разница максимальна, ток также максимален (поз. 1).

В нашем примере, когда конденсатор полностью заряжен, напряжение на его выводах равно напряжению элемента питания омметра (несколько вольт), и если вы уберете омметр, конденсатор остается заряженным. Но, когда конденсатор соединен с сетью напряжением 220 В, это значит, что на его концах может быть напряжение 220 В, даже если питание отключено!

ВНИМАНИЕ ОПАСНОСТЬ! Если в этот момент коснуться пальцами выводов конденсатора, вы почувствуете такой же электрический удар, как при касании источника тока. Точно также, подключение омметра к заряженному конденсатору эквивалентно его подключению к источнику тока (остается только надеяться, что предохранитель омметра сработает быстро и безотказно).

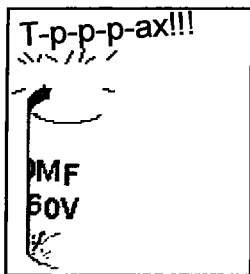


Рис. 53.13.

X Следовательно, перед любыми работами с конденсатором, категорически необходимо полностью разрядить его, например, замыкая его концы накоротко с помощью отвертки с изолированной ручкой (внимание, происходящий при этом разряд может быть очень сильным, см. рис. 53.13).

Некоторые конденсаторы снабжены разрядным сопротивлением (см. рис. 53.14). Это сопротивление, соединяющее выводы конденсатора, имеет достаточно большую величину (около 15 кΩ), чтобы не повредить работе конденсатора, но вместе с тем обеспечить его разрядку, когда питание отключено.

Однако, даже если конденсатор снабжен разрядным сопротивлением, перед каждой операцией с ним замкните накоротко его выводы с помощью отвертки. Дело в том, что при снятии напряжения конденсатор не разряжается мгновенно и может потребовать для разрядки несколько минут.



Рис. 53.14.

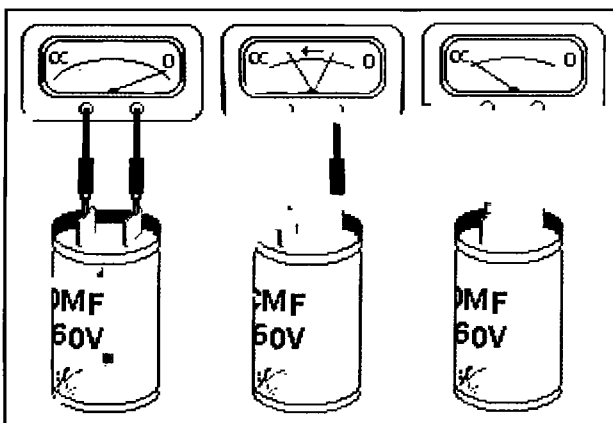


Рис. 53.15.

Перед тем, как приступить к изучению обычных неисправностей в конденсаторах, напомним, что при подключении омметра к выводам исправного конденсатора (предварительно разрядив конденсатор) стрелка быстро указывает на ноль, затем медленно возвращается к бесконечности.

Если теперь поменять местами зажимы омметра (изменить полярность), повторится тоже самое (см. рис. 53.15).

При использовании цифровых омметров, наиболее часто встречающихся в настоящее время, это явление менее заметно. Однако в них, на табло, мож-

но четко увидеть медленный рост цифрового значения до $+\infty$. При смене полярности, на табло появится $-\infty$, затем 0, затем $+\infty$. Смена показаний будет происходить тем медленнее, чем меньше выбранный диапазон измерений (обычно используют диапазоны 20 кΩ или 200 кΩ).



Если эти этапы у вас не получаются, потренируйтесь на новых конденсаторах и внимательно наблюдайте за происходящим. При ремонте это позволит вам избежать возможных трудностей.

Проверка конденсаторов. Измерения при помощи омметра, когда они дают те результаты, которые мы только что рассмотрели, являются превосходным свидетельством исправности конденсатора. Тем не менее, они должны быть дополнены измерением фактической емкости конденсатора (вскоре мы увидим, как выполнить такое измерение).

Теперь изучим типичные неисправности конденсаторов (обрыв цепи, короткое замыкание между пластинами, замыкание на массу, пониженная емкость) и способы их выявления. *Прежде всего следует заметить, что совершенно недопустимым является вздутие корпуса конденсатора.*

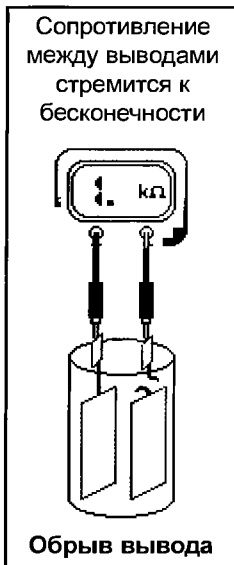


Рис. 53.16.

В конденсаторе может иметь место обрыв вывода (см. рис. 53.16).

Тогда омметр, подключенный к выводам и установленный на максимальный диапазон, постоянно показывает бесконечность. При такой неисправности все происходит как в случае отсутствия конденсатора. Однако, если двигатель оснащен конденсатором, значит он для чего-то нужен. Следовательно, мы можем представить себе, что двигатель либо не будет нормально работать, либо не будет запускаться, что зачастую будет обусловливаться срабатывание тепловой защиты (тепловое реле защиты, автомат защиты...).

Внутри конденсатора может иметь место короткое замыкание между пластинами (см. рис. 53.17).

При такой неисправности омметр будет показывать нулевое или очень низкое сопротивление (используйте небольшой диапазон). Иногда компрессор может запуститься (далее мы увидим, почему), но в большинстве случаев короткое замыкание в конденсаторе приводит к срабатыванию тепловой защиты.

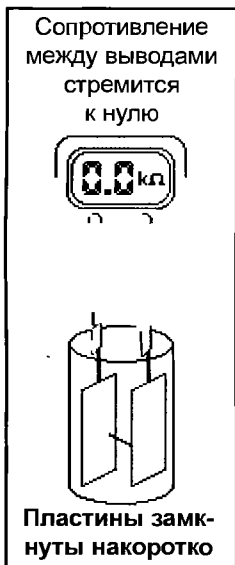


Рис. 53.17.

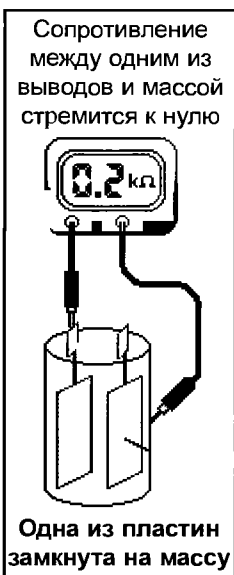


Рис. 53.18.

Пластины могут быть замкнуты на массу (см. рис. 53.18).

Пластины конденсатора, также как и обмотки электродвигателя, изолированы от массы. Если сопротивление изоляции резко падает (опасность чего проявляется при чрезмерном перегреве), утечка тока обуславливает отключение установки автоматом защиты.

Такая неисправность может возникать, если конденсатор имеет металлическую оболочку. Сопротивление, измеренное между одним из выводов и корпусом в этом случае стремится к 0, вместо того, чтобы быть бесконечным (проверять нужно оба вывода).

Емкость конденсатора может быть пониженной (см. рис. 53.19).

В этом случае действительная величина емкости, измеренная на его концах, ниже емкости, указанной на корпусе с учетом допуска изготовителя.

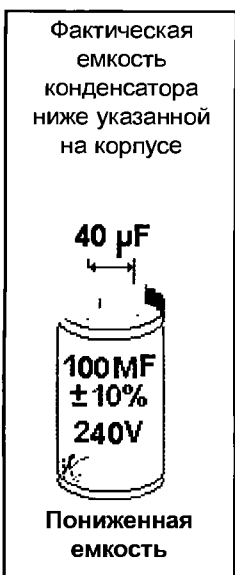


Рис. 53.19.

В примере на рис. 53.19. измеренная емкость должна была бы находиться в пределах от 90 до 110 мкФ. Следовательно, на самом деле, емкость слишком низкая, что не обеспечит требуемые величины сдвига по фазе и пускового момента. В результате двигатель может больше не запуститься.

Рассмотрим теперь, как осуществить измерение фактической емкости конденсатора с помощью несложной схемы, легко реализуемой в условиях монтажной площадки.

⊗ ВНИМАНИЕ! Чтобы исключить возможные опасности, необходимо перед сборкой этой схемы проверить конденсатор с помощью омметра.

Внешне исправный конденсатор достаточно подключить к сети переменного тока напряжением 220 В и измерить потребляемый ток (конечно, в этом случае, рабочее напряжение конденсатора должно быть не ниже 220 В).

Схему необходимо защитить либо автоматом защиты, либо плавким предохранителем с рубильником. Измерение (см. рис. 53.20) должно быть как можно более коротким (пусковой конденсатор опасно долго держать под напряжением).

i При напряжении 220 В действительная емкость конденсатора (в мкФ) примерно в 14 раз больше потребляемого тока (в амперах).



Рис. 53.20.

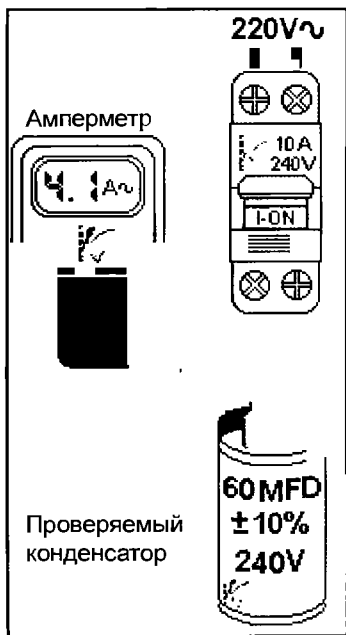


Рис. 53.21.

Например, вы хотите проверить емкость конденсатора (очевидно, это пусковой конденсатор, поэтому время его нахождения под напряжением должно быть очень небольшим, см. рис. 53.21). Поскольку на нем указано, что рабочее напряжение равно 240 В, его можно включить в сеть напряжением 220 В.

Если емкость, обозначенная на конденсаторе составляет 60 мкФ ± 10% (то есть от 54 до 66 мкФ), теоретически он должен потреблять ток силой: $60 / 14 = 4,3$ А.

Установим автомат или плавкий предохранитель, рассчитанный на такой ток, подключим трансформаторные клещи и установим на амперметре диапазон измерения, например, 10 А. Подадим напряжение на конденсатор, считаем показания амперметра и *тотчас отключим питание*.

ВНИМАНИЕ, ОПАСНОСТЬ! Когда вы измеряете емкость пускового конденсатора, время его нахождения под напряжением не должно превышать 5 секунд (практика показывает, что при небольших затратах на организацию процесса измерения, этого времени вполне достаточно для выполнения замера).

В нашем примере, фактическая емкость составляет около $4,1 \times 14 = 57$ мкФ, то есть конденсатор исправный, поскольку его емкость должна находиться между 54 и 66 мкФ.

Если замеренный ток составил бы, например, 3 А, фактическая емкость была бы $3 \times 14 = 42$ мкФ. Эта величина выходит за пределы допуска, следовательно нужно было бы заменить конденсатор.

В) Пусковые реле

Вне зависимости от конструкции, задачей пускового реле является отключение пусковой обмотки, как только двигатель наберет примерно 80% номинального числа оборотов. После этого, двигатель считается запущенным и продолжает вращение только с помощью рабочей обмотки.

Существует два основных типа пусковых реле: реле тока и реле напряжения. Мы упомянем также запуск с помощью термистора СТР.

Вначале изучим пусковое реле тока

Этот тип реле, как правило, применяется в небольших однофазных двигателях, используемых для привода компрессоров, мощность которых не превышает 600 Вт (домашние холодильники, небольшие морозильные камеры...).

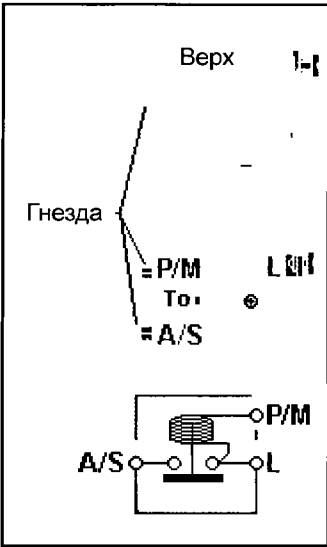


Рис. 53.22.

В большинстве случаев (но не всегда) эти реле подключаются непосредственно к компрессору при помощи двух или трех (в зависимости от моделей) гнезд, в которые входят штекеры обмоток электродвигателя, предотвращая возможные ошибки при подключении реле к вспомогательной и основной обмоткам (см. рис. 53.22). На верхней крышке реле, как правило, нанесены следующие обозначения:

- P / M → Рабочая (Main) → Основная обмотка
- A / S → Пусковая (Start) → Вспомогательная обмотка
- L Линия (Line) → Фаза питающей сети

Если реле перевернуть верхней крышкой вниз, можно отчетливо услышать стук подвижных контактов, которые скользят свободно.

Поэтому, при установке такого реле необходимо строго выдерживать его пространственную ориентацию, чтобы надпись "Верх" (Top) находилась сверху, так как если реле перевернуто, его нормально разомкнутый контакт будет постоянно замкнут.

При проверке омметром сопротивления между контактами пускового реле тока (в случае его правильного расположения) между гнездами A/S и P/M, а также между гнездами L и A/S, должен иметь место разрыв цепи (сопротивление равно ∞), поскольку при снятом питании контакты реле разомкнуты.

Между гнездами P/M и L сопротивление близко к 0, соответствующая сопротивлению катушки реле, которая мотается проводом толстого сечения и предназначена для пропуска пускового тока.

Можно также проверить сопротивление реле в перевернутом состоянии. В таком случае, между гнездами A/S и L вместо бесконечности должно быть сопротивление, близкое к нулю.

При монтаже реле тока в перевернутом положении (см. рис. 53.23) его контакты будут оставаться постоянно замкнутыми, что не позволит отключать пусковую обмотку. В результате возникает опасность быстрого сгорания электродвигателя.



Рис. 53.23.

Изучим теперь работу пускового реле тока в схеме, приведенной на рис. 53.24 в отсутствие напряжения.

Как только на схему будет подано напряжение, ток пойдет через тепловое реле защиты, основную обмотку и катушку реле. Поскольку контакты A/S и L разомкнуты, пусковая обмотка обесточена и двигатель не запускается – это вызывает резкое возрастание потребляемого тока.

Повышение пускового тока (примерно пятикратное, по отношению к номиналу) обеспечивает такое падение напряжения на катушке реле (между точками L и P/M), которое становится достаточным, чтобы сердечник втянулся в катушку, контакты A/S и L замкнулись и пусковая обмотка оказалась под напряжением.

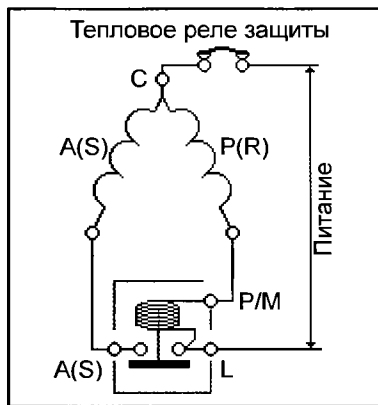


Рис. 53.24.

Благодаря импульсу, полученному от пусковой обмотки, двигатель запускается и по мере того, как число его оборотов растет, потребляемый ток падает. Одновременно с этим падает напряжение на катушке реле (между L и P/M). Когда мотор наберет примерно 80% от номинального числа оборотов, напряжение между точками L и P/M станет недостаточным для удержания сердечника внутри катушки, контакт между A/S и L разомкнется и полностью отключит пусковую обмотку.

Однако, при такой схеме пусковой момент на валу двигателя очень незначительный, поскольку в ней отсутствует пусковой конденсатор, обеспечивающий достаточную величину сдвига по фазе между током в основной и пусковой обмотках (напомним, что главным назначением конденсатора является увеличение пускового момента). Поэтому данная схема используется только в небольших двигателях с незначительным моментом сопротивления на валу.

Если речь идет о небольших холодильных компрессорах, в которых в качестве расширительного устройства обязательно используются капиллярные трубки, обеспечивающие выравнивание давления в конденсаторе и давления в испарителе при остановках, то в этом случае запуск двигателя происходит при минимально возможном моменте сопротивления на валу (см. раздел 51. "Капиллярные расширительные устройства").

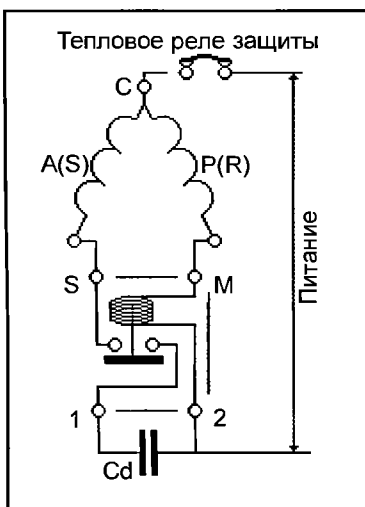


Рис. 53.25.

При необходимости повышения пускового момента последовательно с пусковой обмоткой необходимо устанавливать пусковой конденсатор (Cd). Поэтому часто реле тока выпускаются с четырьмя гнездами, как например, в модели, представленной на рис. 53.25.

Реле такого типа поставляются с шунтирующей перемычкой между гнездами 1 и 2. При необходимости установки пускового конденсатора шунт удаляется.

Отметим, что при прозвонке такого реле омметром между гнездами M и 2 сопротивление будет близким к нулю и равным сопротивлению обмотки реле. Между гнездами 1 и S сопротивление равно бесконечности (при нормальном положении реле) и нулю (при реле, перевернутом крышкой вниз).



ВНИМАНИЕ! При замене неисправного реле тока новое реле всегда должно быть с тем же индексом, что и неисправное.

Действительно, существуют десятки различных модификаций реле тока, каждая из которых имеет свои характеристики (сила тока замыкания и размыкания, максимально допустимая сила тока...). Если вновь устанавливаемое реле имеет отличные от заменяемого реле характеристики, то либо его контакты никогда не будут замыкаться, либо будут оставаться постоянно замкнутыми.

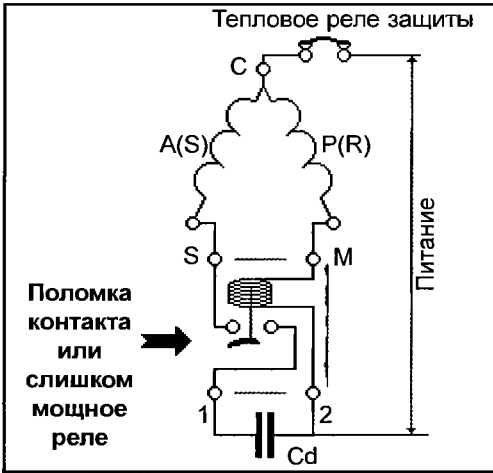


Рис. 53.26.

Если контакт остается постоянно замкнутым, например, из-за низкой мощности пускового реле тока (оно должно размыкаться при падении тока до 4 А, а двигатель на номинальном режиме потребляет 6 А), пусковая обмотка окажется все время под напряжением. Заметим, что то же самое произойдет, если вследствие чрезмерной силы тока, контакты реле “приварятся” или если реле установлено верхом вниз*, из-за чего контакты будут оставаться постоянно замкнутыми.

Компрессор будет тогда потреблять огромный ток и, в лучшем случае, отключится тепловым реле защиты (в худшем случае он — сгорит). Если при этом в схеме присутствует пусковой конденсатор, он также будет все время под напряжением и при каждой попытке запуска будет сильно перегреваться, что в конечном счете приведет к его разрушению.

Нормальную работу пускового реле тока можно легко проверить с помощью трансформаторных клещей, установленных в линии конденсатора и пусковой обмотки (поз. 1 на рис. 53.27). Если реле работает нормально, то в момент запуска ток будет максимальным, а когда контакт разомкнется, амперметр покажет отсутствие тока.

Наконец, чтобы завершить рассмотрение пускового реле тока, нужно остановиться на одной неисправности, которая может возникать при чрезмерном росте давления конденсации. Действительно, любое повышение давления конденсации, чем бы оно ни обуславливалось (например, загрязнен конденсатор), неизбежно приводит к росту потребляемого двигателем тока (см. раздел 10. “Влияние величины давления конденсации на силу тока, потребляемого электродвигателем компрессора”). Этот рост иногда может оказаться достаточным, чтобы привести к срабатыванию реле и замыканию контактов, в то время как двигатель вращается. Последствия такого явления вы можете себе представить!

* Установка пускового реле в горизонтальной плоскости, как правило, дает такой же результат и также является неверной (прим. ред.).

Если контакты никогда не замыкаются, например, из-за того, что пусковое реле тока слишком мощное (рассчитано на замыкание при пусковом токе 12 А, в то время как на самом деле пусковой ток не превышает 8 А), вспомогательная обмотка не может быть запитана и мотор не запускается. Он гудит и отключается тепловым реле защиты.

Заметим, что эти же признаки сопровождают такую неисправность, как поломка контактов реле (см. рис. 53.26).

В крайнем случае, проверить эту гипотезу можно замкнув накоротко на несколько секунд контакты 1 и S, например. Если мотор запускается, это будет доказательством неисправности реле.

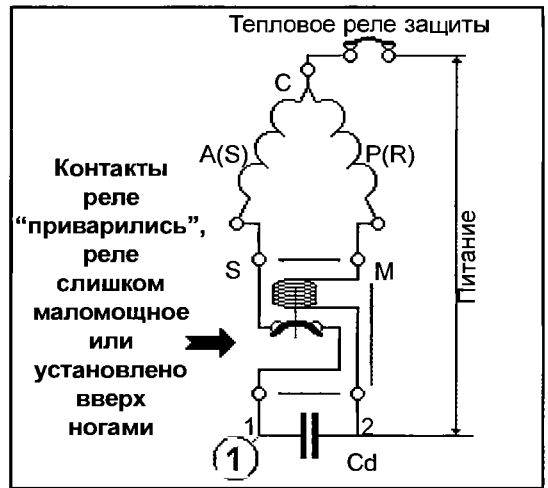


Рис. 53.27.

Изучим теперь пусковое реле напряжения

Когда мощность двигателя растет (становясь выше, чем 600 Вт), возрастает и сила потребляемого тока, и использование пускового реле тока становится невозможным из-за того, что увеличивается потребный диаметр катушки реле. Пусковое реле напряжения тоже имеет катушку и контакты, но *в отличие от реле тока*, катушка реле напряжения имеет очень *высокое сопротивление* (наматывается тонким проводом с большим числом витков), а его контакты *нормально замкнуты*. Поэтому, вероятность перепутать эти два устройства очень незначительна.

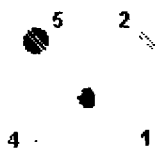


Рис. 53.28.

На рис. 53.28 представлен внешний вид наиболее распространенного пускового реле напряжения, представляющего собой герметичную коробку черного цвета. Если прозвонить клеммы реле с помощью омметра, можно обнаружить, что между клеммами 1 и 2 сопротивление равно 0, а между 1-5 и 2-5 оно *одинаково* и составляет, например 8500 Ом (заметим, что клеммы 4 не включаются в схему и используются только для удобства соединения и разводки проводов на корпусе реле).

Контакты реле наверняка находятся между клеммами 1 и 2, поскольку сопротивление между ними равно нулю, однако к какой из этих клемм подключен один из выводов катушки определить нельзя, так как результат при измерениях будет одинаковым (см. схему на рис. 53.29).

Если у вас есть схема реле, проблем с определением общей точки не будет. В противном случае вам потребуется выполнить дополнительно маленький опыт, то есть подать питание вначале на клеммы 1 и 5, а затем 2 и 5 (измеренное между ними сопротивление составило 8500 Ом, следовательно, один из концов катушки подключен либо к клемме 1, либо к клемме 2).

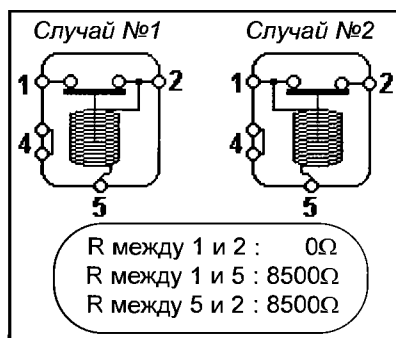


Рис. 53.29.

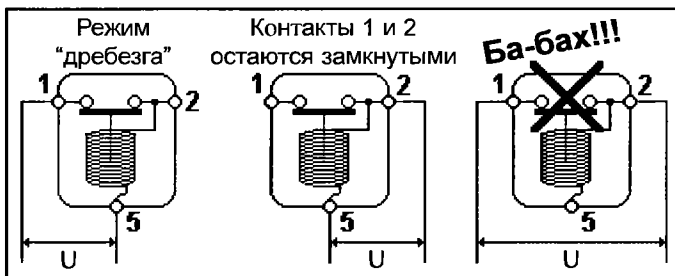


Рис. 53.30.

неуверенности вы можете проверить себя, подав питание на клеммы 5 и 2 (контакты 1 и 2 разомкнутся и будут оставаться разомкнутыми).



ВНИМАНИЕ! Если вы подадите напряжение на клеммы 1 и 2 (клеммы нормально замкнутых контактов), то получите короткое замыкание, что может быть очень опасным (см. рис. 53.30)!

Чтобы выполнить такую проверку, вы должны использовать напряжение 220 В, если реле предназначено для оснащения двигателя на 220 В (настоятельно рекомендуем использовать в цепи плавкий предохранитель, чтобы защитить схему от возможных ошибок при подключении). Однако может случиться так, что контакты реле не будут размыкаться ни при подаче питания на клеммы 1 и 5, ни при его подаче на клеммы 2 и 5, хотя катушка будет исправной (при прозвонке омметром сопротивление 1-5 и 2-5 одинаково высокое). Это может быть обусловлено самим принципом, заложенным в основу работы схемы с реле напряжения (сразу после данного абзаца мы его рассмотрим), который требует для срабатывания реле повышенного напряжения. Чтобы продолжить проверку, вы можете увеличить напряжение до 380 В (реле при этом ничего не угрожает, так как оно способно выдержать напряжение до 400 В).

Изучим теперь работу реле напряжения в схеме, представленной на рис. 53.31 и находящейся пока без питания.

Как только на схему подается питание, ток проходит через тепловое реле защиты и основную обмотку (С→Р). Одновременно он проходит через пусковую обмотку (С→А), нормально замкнутые контакты 2-1 и пусковой конденсатор (Cd). Все условия для запуска соблюдены и двигатель начинает вращение.

По мере того, как двигатель набирает обороты, в пусковой обмотке наводится дополнительное напряжение, которое добавляется к напряжению питания.

В конце запуска наведенное напряжение становится максимальным и напряжение на концах пусковой обмотки может достигать 400 В (при напряжении питания 220 В). Катушка реле напряжения сконструирована таким образом, чтобы разомкнуть контакты точно в тот момент, когда напряжение на ней превысит напряжение питания на величину, определенную разработчиком двигателя.

Когда контакты 1-2 разомкнутся, катушка реле остается запитанной напряжением, наведенным в пусковой обмотке (эта обмотка, намотанная на основную обмотку, представляет собой как бы вторичную обмотку трансформатора).

Во время запуска очень важно, чтобы напряжение на клеммах реле в точности соответствовало напряжению на концах пусковой обмотки. Поэтому пусковой конденсатор всегда должен включаться в схему между точками 1 и Р, а не между А и 2 (см. рис. 53.32). Отметим, что при размыкании контактов 1-2 пусковой конденсатор полностью исключается из схемы.

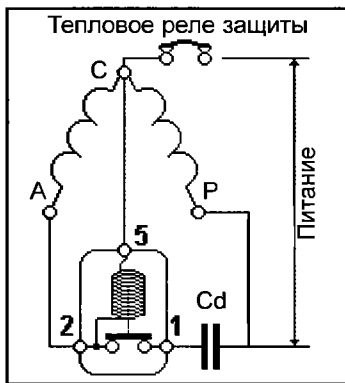


Рис. 53.31.

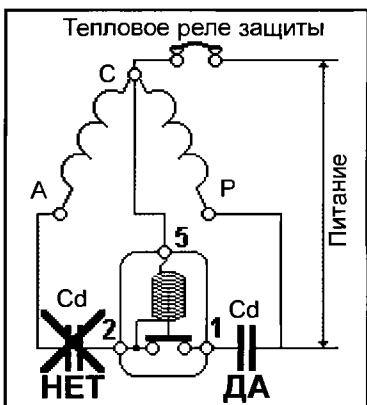


Рис. 53.32.

Существует множество различных моделей реле напряжения, отличающихся своими характеристиками (напряжением замыкания и размыкания контактов...).



Поэтому, при необходимости замены неисправного реле напряжения, для этого нужно использовать реле той же самой модели.

Если реле для замены не вполне соответствует двигателю – это значит, что либо его контакты при запуске не будут замкнуты, либо будут замкнуты постоянно.

Когда при запуске контакты реле оказываются разомкнутыми, например из-за того, что реле слишком маломощное (оно срабатывает при 130 В, то есть сразу после подачи напряжения и пусковая обмотка запитана только как вторичная обмотка), двигатель не сможет запуститься, будет гудеть и отключится тепловым реле защиты (см. рис. 53.33).

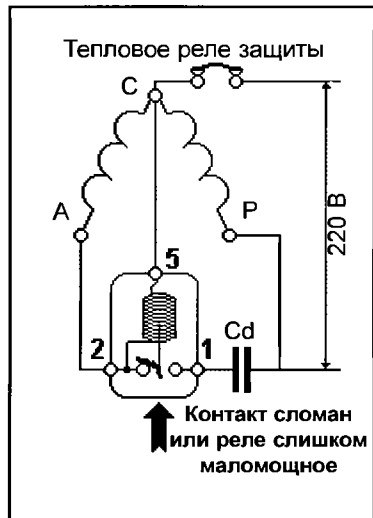
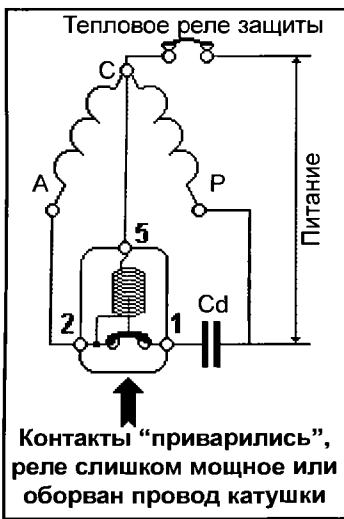


Рис. 53.33.

Отметим, что такие же признаки будут иметь место в случае поломки контакта. В крайнем случае, всегда можно проверить эту гипотезу, замкнув на мгновение накоротко контакты 1 и 2. Если двигатель запустится, значит контакт отсутствует.



Контакты "приварились", реле слишком мощное или оборван провод катушки

Рис. 53.34.

Когда контакт остается постоянно замкнутым, например, из-за того, что реле напряжения слишком мощное (оно срабатывает при подаче напряжения 390 В, в то время как напряжение на концах пусковой обмотки не превышает 270 В), пусковая обмотка будет постоянно запитана.

Заметим, что такая же проблема может возникнуть, если "приварились" контакты реле вследствие чрезмерного тока или если оборван провод в катушке реле (см. рис. 53.34).

При этом компрессор потребляет огромный ток и в лучшем случае он будет отключен тепловым реле защиты (в худшем случае он сгорит). При наличии пускового конденсатора, последний, постоянно оставаясь под напряжением, при каждой попытке запуска будет сильно перегреваться и очень быстро разрушится.

Нормальную работу пускового реле напряжения легко проконтролировать с помощью трансформаторных клещей и амперметра, установив клещи в цепь пусковой обмотки и конденсатора (на рис. 53.34 можно зажать в клещи провод, подходящий к клеммам 1 или 2 реле). Если реле работает, в момент запуска ток достигает максимума, а как только контакт разомкнется, он упадет до нуля.

Заметим, что измеряя напряжение между клеммами 5 и 2 при вращающемся двигателе, вы сможете узнать величину наведенного в пусковой обмотке напряжения (даже если двигатель рассчитан на 220 В, при измерении используйте шкалу на 600 или 1000 В).

Может, наконец, случиться так, что катушка реле напряжения окажется замкнутой накоротко (см. рис. 53.35). В этом случае через катушку протекает очень большой ток и ее обмотка, выполненная, как правило, из очень тонкого провода, представляет собой плавкий предохранитель и расплавляется.

Появляются признаки того, что контакты 1 и 2 постоянно замкнуты и прибывший на место ремонтник обнаруживает, что катушка перегорела.

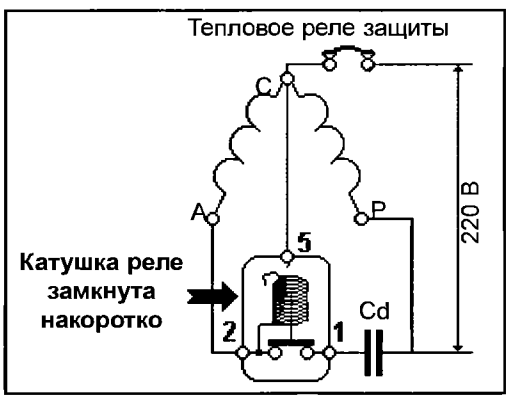


Рис. 53.35.

Напомним, что в случае перегрузки двигателя (например, из-за роста давления конденсации, что приводит к увеличению потребляемого тока), пусковое реле тока может сработать и вновь подать напряжение питания на пусковую обмотку. С реле напряжения этого произойти не может, так как его работа зависит только от скорости вращения двигателя, а не от величины потребляемого тока.

Перед тем, как приступить к изучению запуска с помощью термистора (СТР), скажем несколько слов о запуске с помощью центробежного выключателя (см. рис. 53.36), которым еще оснащены некоторые однофазные двигатели и некоторые модели тепловых насосов. Замкнутый при остановленном двигателе контакт размыкается, как только число оборотов достигает примерно 80% от номинала.

Неисправности центробежного выключателя имеют, как правило, механическую основу (заклинивание, плохой контакт) и их рассмотрение выходит за рамки настоящего руководства.

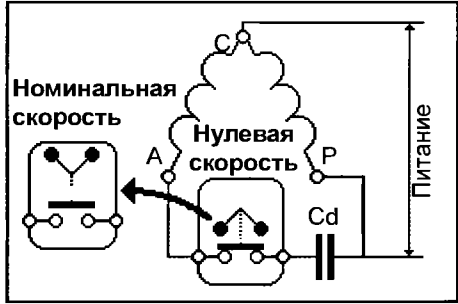


Рис. 53.36.

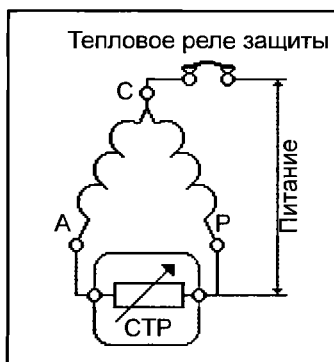


Рис. 53.37.

Термистор, или терморезистор (СТР* – сокращение, в переводе означает положительный температурный коэффициент, то есть повышение сопротивления при росте температуры) включается в цепь так, как показано на рис. 53.37.

При неподвижном роторе мотора СТР холодный (имеет окружающую температуру) и его сопротивление очень низкое (несколько Ом). Как только на двигатель подается напряжение, запитывается основная обмотка. Одновременно ток проходит через низкое сопротивление СТР и пусковую обмотку, в результате чего двигатель запускается. Однако ток, текущий через пусковую обмотку, проходя через СТР, нагревает его, что обуславливает резкое повышение его температуры, а следовательно и сопротивления. По истечении одной-двух секунд температура СТР становится более 100°С, а его сопротивление легко превышает 1000 Ом.

Резкое повышение сопротивления СТР снижает ток в пусковой обмотке до нескольких миллиампер, что эквивалентно отключению этой обмотки так, как это сделало бы обычное пусковое реле. Слабый ток, не оказывая никакого влияния на состояние пусковой обмотки, продолжает проходить через СТР, оставаясь вполне достаточным, чтобы поддерживать его температуру на нужном уровне.

Такой способ запуска используется некоторыми разработчиками, если момент сопротивления при запуске очень малый, например, в установках с капиллярными расширительными устройствами (где при остановке неизбежно выравнивание давлений).

Однако, когда компрессор остановился, *длительность остановки должна быть достаточно большой*, чтобы не только обеспечить выравнивание давлений, но и, главным образом, *охладить СТР* (по расчетам для этого нужно как минимум 5 минут).

Всякая попытка запуска двигателя при горячем СТР (имеющим, следовательно, очень высокое сопротивление) не позволит пусковой обмотке запустить двигатель. За такую попытку можно поплатиться значительным возрастанием тока и срабатыванием теплового реле защиты.

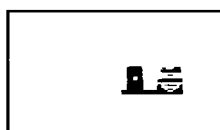


Рис. 53.38.

Терморезисторы представляют собой керамические диски (см. рис. 53.38) или стержни и основным видом неисправностей этого типа пусковых устройств является их растрескивание и разрушение внутренних контактов, наиболее часто обусловленное попытками запуска при горячих СТР, что неизбежно влечет за собой чрезмерное повышение пускового тока (см. рис. 53.39).

При неисправности СТР его нужно заменить точно такой же моделью.

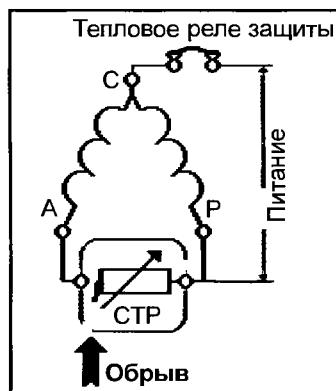


Рис. 53.39.



ПРИМЕЧАНИЕ. Мы часто указывали на важность соблюдения идентичности моделей при замене неисправных элементов электрооборудования (тепловые реле защиты, пусковые реле...) на новые, либо на те, которые рекомендуются для замены разработчиком. Мы советуем также при замене компрессора менять и комплект пусковых устройств (реле + конденсатор(ы)).

* Иногда встречается термин РТС, который означает то же самое, что и СТР (прим. ред.).

Г) Обобщение наиболее часто встречающихся схем пусковых устройств

В документации различных разработчиков встречается множество схем с несколькими экзотическими названиями, которые мы сейчас разьясим. Воспользовавшись этим случаем, мы пополним наши знания и увидим роль рабочих конденсаторов.

Для лучшего понимания дальнейшего материала напомним, что в отличие от пусковых конденсаторов, рабочие конденсаторы рассчитаны на постоянное нахождение под напряжением и что конденсатор включается в схему последовательно с пусковой обмоткой, позволяя повысить крутящий момент на валу двигателя.

1) Схема PSC (Permanent Split Capacitor) – схема с постоянно подключенным конденсатором является самой простой, поскольку в ней отсутствует пусковое реле.

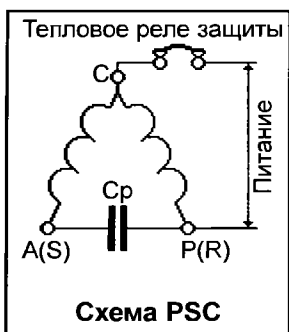


Рис. 53.40.

Конденсатор, постоянно находясь под напряжением (см. рис. 53.40), должен быть рабочим конденсатором. Поскольку с ростом емкости такой тип конденсаторов быстро увеличивается в размерах, их емкость ограничивается небольшими значениями (редко более 30 мкФ).

Следовательно, схема PSC используется, как правило, в небольших двигателях с незначительным моментом сопротивления на валу (малые холодильные компрессоры для капиллярных расширительных устройств, обеспечивающих выравнивание давлений при остановках, вентиляторные двигатели небольших кондиционеров).

При подаче напряжения на схему, постоянно подключенный конденсатор (C_p) дает толчок, позволяя запустить двигатель. Когда двигатель запущен, пусковая обмотка остается под напряжением вместе с последовательно включенным конденсатором, что ограничивает силу тока и позволяет повысить крутящий момент при работе двигателя.

2) Схема СТР, изученная ранее, называется также РТС (Positive Temperature Coefficient) и используется в качестве относительно простого пускового устройства.

Она может быть усовершенствована добавлением постоянно подключенного конденсатора, как показано пунктиром на рис. 53.41.

При подаче напряжения на схему (после остановки длительно не менее 5 минут), сопротивление термистора СТР очень низкое и конденсатор C_p , будучи замкнутым накоротко, не влияет на процесс запуска (следовательно, момент сопротивления на валу должен быть незначительным, что требует выравнивания давлений при остановке).

В конце запуска сопротивление СТР резко возрастает, но вспомогательная обмотка остается подключенной к сети через конденсатор C_p , который позволяет повысить крутящий момент при работе двигателя (например, при росте давления конденсации).

Поскольку конденсатор все время находится под напряжением, пусковые конденсаторы в схемах этого типа использовать нельзя.

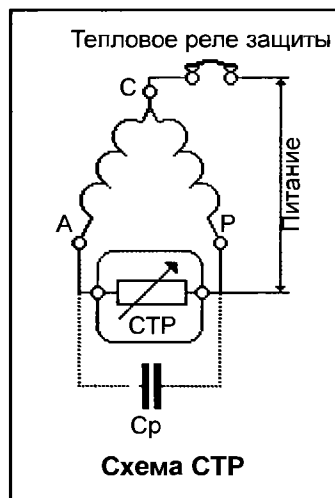


Рис. 53.41.

3) Схема RSIR (Resistance Start Induction Run) использует пусковое реле без конденсатора (см. рис. 53.42).

Используемое в схеме пусковое реле может быть реле тока (наиболее частый случай) или реле напряжения. Результат один и тот же.

Поскольку конденсатор в схеме отсутствует, пусковой момент достаточно слабый и данная схема используется, в основном, в небольших домашних холодильниках с капиллярным расширительным устройством, обеспечивающим выравнивание давлений при остановках.

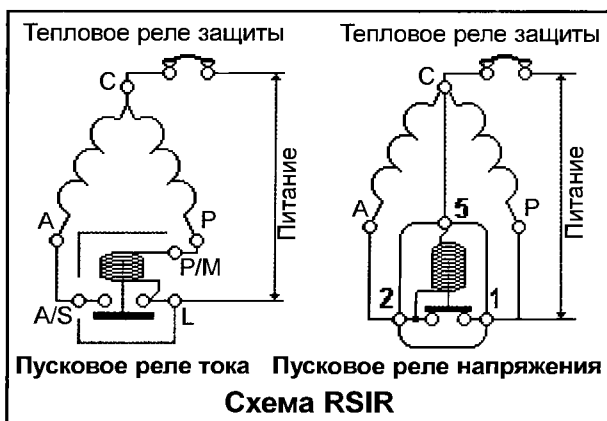


Рис. 53.42.

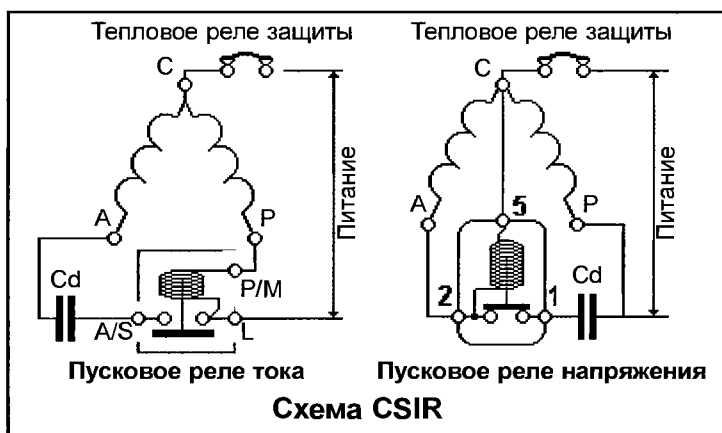


Рис. 53.43.

4) Схема CSIR (Capacitor Start Induction Run) аналогична схеме RSIR, в которую добавлен пусковой конденсатор (см. рис. 53.43).

Данная схема используется в случаях, когда есть опасность возрастания момента сопротивления при запуске. Повышение пускового момента на валу двигателя обеспечивается при помощи пускового конденсатора.

Схема может быть использована в холодильных контурах с термостатическим ТРВ.

5) Схема CSR (Capacitor Start and Run) аналогична схеме CSIR, в которую добавлен рабочий конденсатор (C_m), как показано на рис. 53.44.

Такая схема позволяет обеспечить сразу и повышенный пусковой момент и повышенный крутящий момент при работе двигателя.

При запуске, установленные параллельно C_d и C_m , емкости которых складываются, помогают запустить двигатель, а когда запуск заканчивается и двигатель выходит на номинальный режим, конденсатор C_d исключается, и пусковая обмотка остается запитанной через конденсатор C_m .

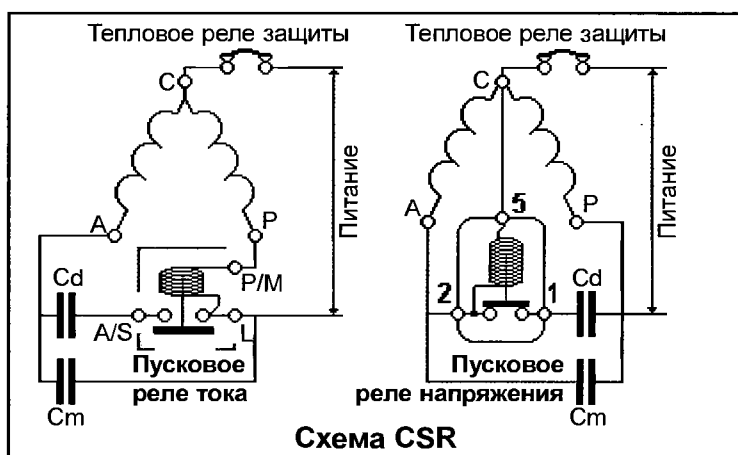


Рис. 53.44.

Использование рабочего конденсатора позволяет повысить крутящий момент двигателя при его работе, например, в составе теплового насоса, у которого в зимнем режиме может заметно возрасти степень сжатия (а следовательно, и момент сопротивления).

Одновременно рабочий конденсатор позволяет увеличить $\cos\varphi$ двигателя, что приводит к снижению потребляемого тока (проверить это можно очень просто, измерив силу тока при наличии конденсатора C_m , а затем после его отключения: можно убедиться, что после отключения C_m полная сила потребляемого тока растёт и зачастую компрессор начинает сильнее гудеть).

Вспомним, что для контроля электрических параметров однофазного двигателя, дополнительно к ознакомлению с надписями на его корпусе, необходимо использовать трансформаторные клещи с целью измерения полного потребляемого двигателем тока. Также, никогда не пренебрегайте измерением силы тока, который проходит через конденсатор(ы).

б) Многоскоростные двигатели

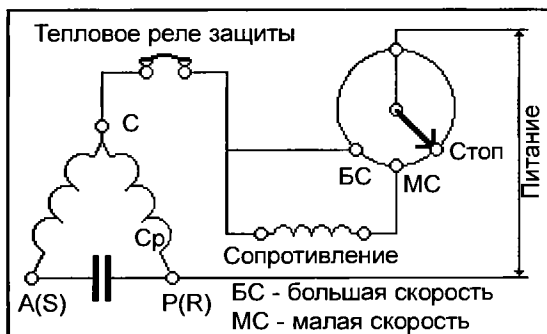


Рис. 53.45.

Принципиальная схема ступенчатого регулирования скорости вращения двигателя вентилятора, устанавливаемого во многих кондиционерах, приведена на рис. 53.45. Принцип регулирования скорости заключается в снижении напряжения на клеммах двигателя, что уменьшает крутящий момент и приводит к падению числа оборотов.

Для этого в цепь питания двигателя с пусковой схемой типа PSC последовательно включается индуктивное сопротивление. Когда переключатель установлен в положение МС (малая скорость), на сопротивлении создается падение напряжения, которое приводит к уменьшению напряжения, питающего двигатель, в результате чего последний вращается в режиме МС. При положении переключателя БС (большая скорость) индуктивное сопротивление исключается из цепи и двигатель питается полным напряжением сети, вращаясь в режиме БС.

Для этого в цепь питания двигателя с пусковой схемой типа PSC последовательно включается индуктивное сопротивление. Когда переключатель установлен в положение МС (малая скорость), на сопротивлении создается падение напряжения, которое приводит к уменьшению напряжения, питающего двигатель, в результате чего последний вращается в режиме МС. При положении переключателя БС (большая скорость) индуктивное сопротивление исключается из цепи и двигатель питается полным напряжением сети, вращаясь в режиме БС.

53.2. УПРАЖНЕНИЕ 2

Однофазный двигатель с напряжением питания 220 В, оснащенный рабочим конденсатором с емкостью 3 мкФ, вращает вентилятор кондиционера. Переключатель имеет 4 клеммы: “Вход” (В), “Малая скорость” (МС), “Средняя скорость” (СС), “Большая скорость” (БС), позволяющие коммутировать двигатель с сетью таким образом, чтобы выбрать требуемое значение (МС, СС или БС) числа оборотов.

Табл. 53.1.

	Г	К	Ч	Ж	З
Г	-	110Ω	110Ω	290Ω	200Ω
К	110Ω	-	220Ω	400Ω	180Ω
Ч	110Ω	220Ω	-	-	90Ω
Ж	290Ω	400Ω	180Ω	-	270Ω
З	200Ω	310Ω	90Ω	270Ω	-

Из двигателя выходят 5 проводов различного цвета: голубой (Г), красный (К), черный (Ч), желтый (Ж) и зеленый (З). В табл. 53.1 приведены величины, полученные в результате измерения сопротивлений между каждой из двух пар проводов (например, между проводами Ж и З сопротивление составляет 270 Ом).

Нарисуйте внутреннюю схему двигателя.

Решение

Табл. 53.2. Самое слабое сопротивление находится между Ч и Ж (90 Ом), значит, это основная обмотка.

	Г	К	Ч	Ж	З
Г	-	110Ω	110Ω	290Ω	200Ω
К	110Ω	-	220Ω	400Ω	310Ω
Ч	110Ω	220Ω	-	180Ω	90Ω
Ж	290Ω	400Ω	180Ω	-	270Ω
З	200Ω	310Ω	90Ω	270Ω	-

Тогда вспомогательная обмотка будет между Ч (который, по видимому, соединен с общей точкой) и Ж, поскольку здесь $R = 180 \text{ Ом}$.

Первое гасящее сопротивление расположено между Ч и Г (110 Ом), второе между Г и К (также 110 Ом).

Набросаем, согласно нашему предположению внутреннюю схему двигателя, сверяясь с данными измерения сопротивлений в табл. 53.2 (например, между Г и Ж должно быть 290 Ом, а между Г и З – 200 Ом).

Остается только включить в схему переключатель, помня о том, что максимальная скорость вращения (БС) достигается, если двигатель напрямую подключен к сети (см. рис. 53.46). И напротив, минимальное число оборотов будет обеспечено при самом слабом напряжении питания, следовательно, при задействовании максимального значения гасящего сопротивления.

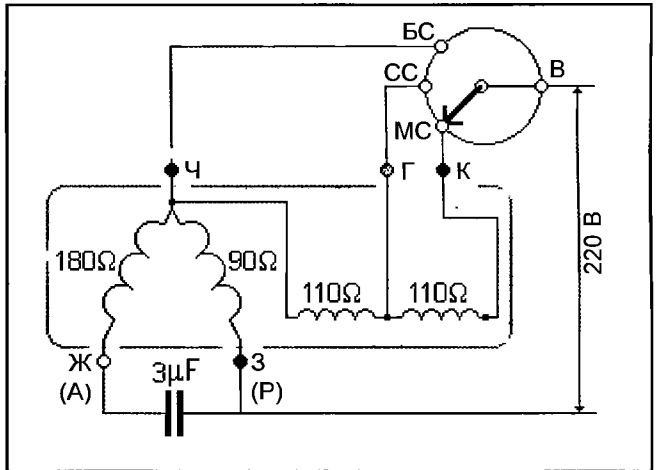


Рис. 53.46.

7) Однофазные двигатели с двумя направлениями вращения

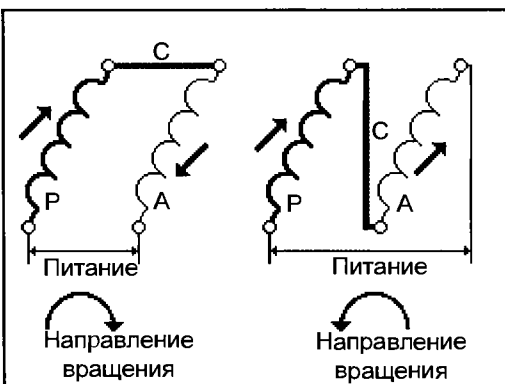


Рис. 53.47.

Такие двигатели, редко встречающиеся в настоящее время, могут однако использоваться в качестве привода сальниковых компрессоров. Чтобы изменить направление вращения двигателя, достаточно крест-накрест поменять точку соединения пусковой и основной обмоток.

В качестве примера на рис. 53.47 показано, как конец пусковой обмотки стал началом, а начало – концом.

Заметим, что в этом случае направление прохождения тока по пусковой обмотке изменилось на противоположное, что позволяет дать в момент запуска импульс магнитного поля в обратном направлении.

Наконец, отметим также двухпроводные двигатели с “витком Фраже” или с “фазосдвигающим кольцом”, широко используемые для привода небольших вентиляторов с низким моментом сопротивления (как правило, лопастных). Эти двигатели очень надежные, хотя и имеют малый крутящий момент, и при их включении в сеть отсутствуют какие-либо особые проблемы, поскольку они имеют всего два провода (конечно, плюс заземление).

54. РЕМОНТ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

54.1. ВВЕДЕНИЕ

Большинство неисправностей холодильных установок вызывают отключение системы управления электрическими предохранительными устройствами и установка (или ее часть) перестает работать. Попав в такую ситуацию, очень многие ремонтники-дилетанты лихорадочно нажимают на кнопки запуска агрегатов, перенастраивают регулирующие и предохранительные устройства, пытаются вручную запустить установку, рискуя вызвать серьезную аварию.

Однако, структурный анализ позволяет избежать огромных потерь времени на поиски неисправности и *отремонтировать установку сразу*, не приводя к другим поломкам. В самом деле, для того, чтобы *очень быстро определить*, какой электрический узел (предохранительный или какой-либо другой) отключил установку, достаточно знать *несколько основных очень простых правил*. Вместо того, чтобы спрашивать себя “что могло отключить установку” и искать неисправности наугад, ремонтник, очень быстро определив место дефекта, сможет задать основной вопрос: “почему сработало данное предохранительное устройство и как сделать, чтобы этого не происходило в дальнейшем?” Он найдет время осуществить полный контроль установки и сможет предотвратить повторение неисправностей. *Такая манера поведения будет на пользу всем, кто бы они ни были: ремонтник, потребитель или предприниматель.*

При ремонте электрооборудования цепей управления возможны два варианта:

- ▶ либо произошло *отключение* установки от сети предохранительными устройствами или какими-либо средствами системы автоматики, и тогда электрический шкаф или щит с электрооборудованием не может оставаться под напряжением, что в максимальной степени способствует поиску неисправностей и диагноз может быть установлен очень быстро (ремонт с использованием вольтметра);
- ▶ либо произошло *короткое замыкание или пробой* на массу, в результате чего установка или ее часть отключилась от сети. В этом случае ремонтник не может подать напряжение на щит и должен будет использовать омметр. Этот последний способ всегда более длительный и сложный, поскольку требует, чтобы, *по крайней мере, два вывода узла*, который нужно проверить, были отсоединены.

А) Ремонт цепей управления с помощью вольтметра

Когда какой-либо прибор (например, контактор С в схеме на рис. 54.1) не срабатывает, это может быть из-за того, что не замкнут контакт 1-2 средства автоматики V, или плохой контакт в рубильнике 2-3, или остается разомкнутым контакт задающего термостата 3-4, или сработало реле НД 4-5, высокого давления 5-6, термореле 7...

А может быть обрыв в катушке контактора С? Или оборван один из проводов? И еще, и еще, и еще...

Видно, что возможных причин огромное количество. Однако, очень быстро определить точное место нахождения дефекта почти также просто, как в детской игре.

Достаточно иметь вольтметр и немного навыка.

Чуть дальше мы вернемся к рассмотрению схемы на рис. 54.1. А сейчас, чтобы лучше понять используемый способ, рассмотрим простой пример схемы, запитанной напряжением 24 В и состоящей из плавкого предохранителя, рубильника и электролампы (см. рис. 54.2).

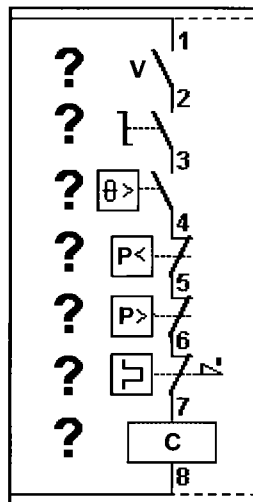


Рис. 54.1.

Если при исправных элементах цепи и зажженной лампе замерить напряжение между точками 1 и 2 схемы, то вольтметр покажет 24 В.

Однако, вольтметр измеряет *разность потенциалов*. Условимся, что потенциал точки 1 равен 24, а точки 2 – 0 В (разность между этими потенциалами и составит $24 - 0 = 24$ В).

Договоримся также, что все точки цепи, связанные между собой проводом или замкнутым контактом, имеют один и тот же потенциал. Тогда потенциал точки 3 такой же, как точки 2, то есть 0 В.

Точно также, потенциал точек 4 и 5 равен 24 В.

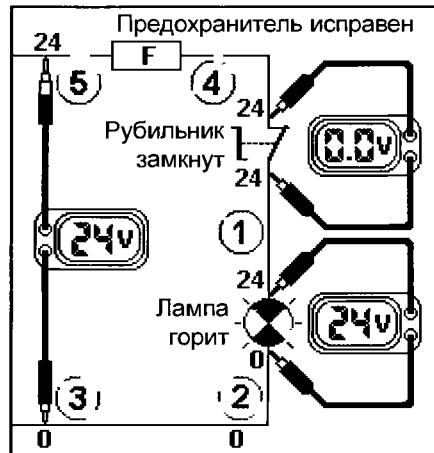


Рис. 54.2.

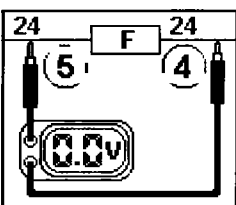


Рис. 54.3.

Вольтметр, помещенный между точками 5 и 3, будет показывать разность потенциалов между этими двумя точками, то есть $24 - 0 = 24$ В. Точно также вольтметр, помещенный на клеммах замкнутого рубильника, покажет $24 - 24 = 0$ В.

Следуя этому же правилу, между точками 5 и 4 вольтметр покажет $24 - 24 = 0$ В (см. рис. 54.3).

Между точками 5 и 1 будет $24 - 24 = 0$ В (см. рис. 54.4).

Между точками 4 и 3 будет $24 - 0 = 24$ В.

Между точками 1 и 3 будет $24 - 0 = 24$ В и так далее...

Как видите, предсказать показание вольтметра очень просто, какими бы ни были точки замера.

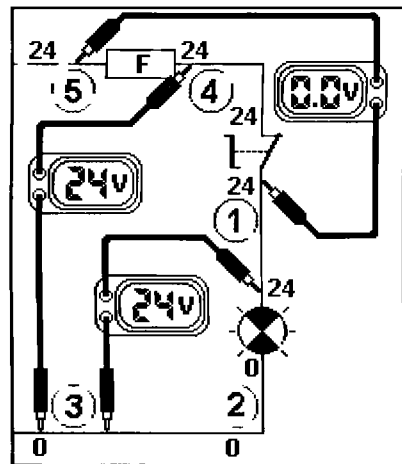


Рис. 54.4.



Рис. 54.5.

Таким образом, когда потребитель (сигнальная лампочка, контактор, реле) *исправен*, все точки, расположенные *сверху* от него имеют тот же потенциал, что и напряжение питания (220 В, 24 В...).

С другой стороны, точки расположенные *ниже* потребителя, находятся при нулевом потенциале.

Когда потребитель не работает, поиск дефекта с помощью вольтметра будет основываться как раз на этом принципе (см. рис. 54.5).

Рассмотрим теперь первый шаг по поиску неисправности, если лампа погасла, хотя рубильник включен. Один из зажимов вольтметра поместим в точку 7 (см. рис. 54.6), потенциал которой равен 0 В и которая будет служить базовой точкой. При каждом замере в нашем примере вольтметр может показывать либо 0 В, либо 24 В.

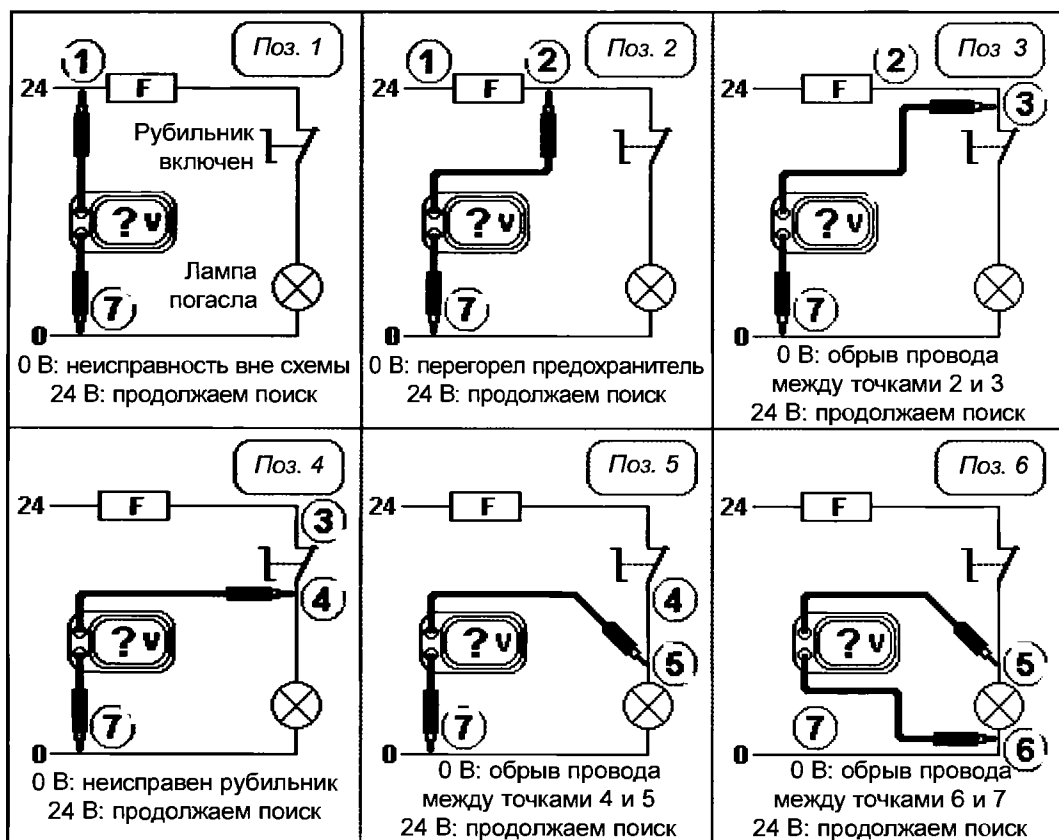


Рис. 54.6.

Поз. 1. Помещаем вольтметр между точками 1 и 7 (показания должны составлять 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит напряжение на схему не подано. Тогда нужно будет искать неисправность за пределами схемы.
- ▶ Если показания равны 24 В, значит напряжение подано и *неисправность находится в схеме*. Можно утверждать, что потенциал точки 1 равен 24 В, а потенциал точки 2 равен 0 В. Измерения нужно продолжить.

Поз. 2. Поместим вольтметр между точками 7 и 2 (показания должны составлять 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 1, не поступает в точку 2. Можно утверждать, что в предохранителе имеется обрыв.
- ▶ Если потенциал равен 24 В, можно утверждать, что предохранитель исправен, и продолжить измерения.

Поз. 3. Поместим вольтметр между точками 7 и 3 (показания должны составлять 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 2, не поступает в точку 3. Можно утверждать, что провод, соединяющий эти две точки, оборван.
- ▶ Если показания равны 24 В, можно утверждать, что провод исправен, и продолжить измерения.

Поз. 4. Поместим вольтметр между точками 7 и 4 (показания должны составлять 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 3, не поступает в точку 4. Можно утверждать, что контакт в рубильнике отсутствует.
- ▶ Если показания равны 24 В, можно утверждать, что контакт рубильника замкнут, и продолжить измерения.

Поз. 5. Поместим вольтметр между точками 7 и 5 (показания должны соответствовать 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 4, не поступает в точку 5. Можно утверждать, что провод, соединяющий эти две точки, оборван.
- ▶ Если показания равны 24 В, можно утверждать, что провод исправен, и продолжить измерения.

Поз. 6. Поместим вольтметр между точками 5 и 6 (показания должны составлять 24 В).

- ▶ Если показания равны 0 В, значит потенциал 0 В, имеющийся в точке 7, не поступает в точку 6. Можно утверждать, что провод, соединяющий эти две точки, оборван.
- ▶ Если показания равны 24 В, можно утверждать, что провод между точками 7 и 6 исправен. Поскольку при этом напряжение 24 В к потребителю доходит, а он не работает, можно утверждать, что причина неисправности находится в самом потребителе.

Как можно заключить, этот метод сразу позволяет найти место дефекта, каким бы он ни был, и тогда остается только исправить его.

Однако этот метод можно улучшить, снизив количество измерений.

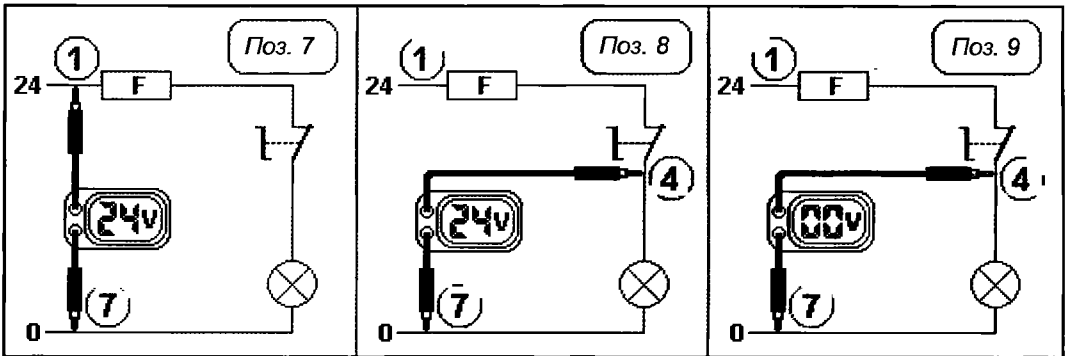


Рис. 54.7.

Поместим вольтметр между точками 1 и 7 (см. поз. 7 на рис. 54.7). Как и раньше, если он показывает 0 В, значит напряжение на схему не поступает и нужно будет искать неисправность вне схемы. Если он показывает 24 В, напряжение подано и неисправность находится в схеме.

Выполним замер *в середине* схемы, например, в точке 4. В зависимости от показаний вольтметра могут быть два противоположных варианта:

- ▶ Если показания равны 24 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 1, поступает в точку 4. Следовательно, можно утверждать, что предохранитель и рубильник, а также соединяющие их провода исправны и дефект **обязательно** находится в нижней части схемы (поз. 8), либо в лампочке, либо в подводящих проводах.
- ▶ Если вольтметр показывает 0 В, значит потенциал 24 В, имеющийся в точке 1 не поступает в точку 4 и дефект **обязательно** находится в верхней части схемы (либо в предохранителе, либо в рубильнике, либо в связывающих их проводах).



Этот метод, заключающийся в прозвонке цепи посередине, позволяет с помощью единственного измерения поставить вне подозрений половину цепи и выделить зону, в которой находится дефект.

Такой метод целесообразен для управляющих цепей, состоящих из многочисленных контактов различной аппаратуры...

Вновь рассмотрим схему, ранее изображенную на рис. 54.1. Неисправность проявляется в том, что не срабатывает контактор. Начинаем прозванивать контур (см. рис. 54.8).

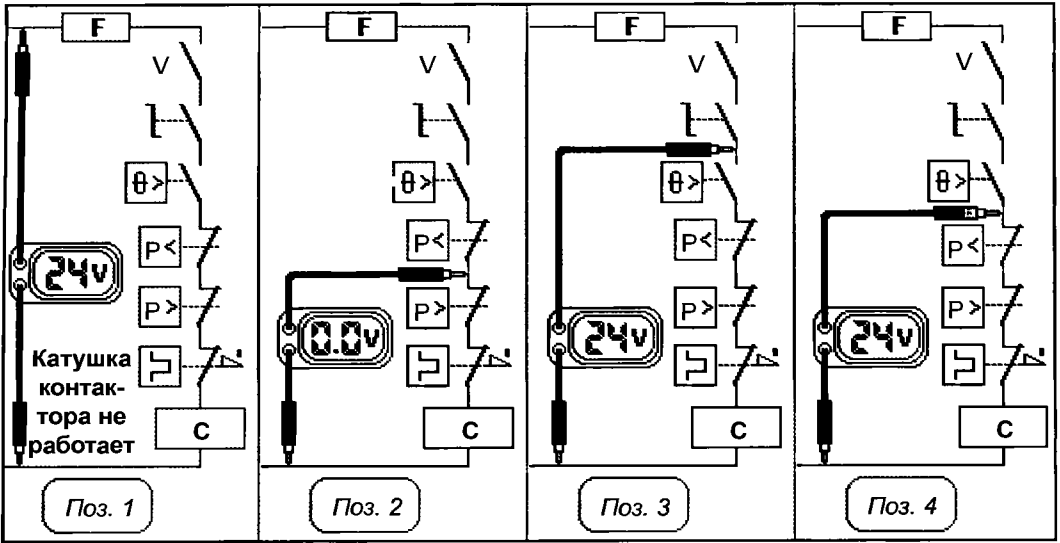


Рис. 54.8.

Поз. 1. При замере напряжения питания, вольтметр показывает 24 В. Следовательно, можно утверждать, что неисправность находится внутри схемы. Под подозрением находится вся схема.

Поз. 2. Сохраняя нижнюю точку в качестве базовой, с потенциалом 0 В, выберем для замера какую-либо точку посередине схемы (например, клемму на выходе реле НД). Вольтметр показывает 0 В, то есть потенциал 24 В не поступает на эту клемму, значит обрыв находится выше выбранной точки (контакт V, или рубильник, или задающий термостат, или реле НД или один из соединительных проводов). Вся верхняя часть схемы остается под подозрением.

Поз. 3. Оставляя в качестве базовой ту же нижнюю точку с потенциалом 0 В, выберем теперь для замера точку на выходе из рубильника. Вольтметр показывает, что на клемме выхода из рубильника потенциал 24 В присутствует, что ставит вне подозрений контакт V и рубильник. Остаются только два подозрительных элемента схемы (задающий термостат и реле НД), а также соединяющие их провода.

Поз. 4. Выполнив замер на клемме входа в прессостат НД, видим, что потенциал 24 В на ней присутствует.

Итак, 24 В присутствуют на входе реле НД, но отсутствуют на выходе из него (см. рис. 54.9). Следовательно, можно с уверенностью утверждать, что обрыв находится в контактной группе реле НД.

Теперь ремонтник должен определить, по какой причине цепь в реле НД разорвана. Может быть давление в контуре ниже, чем точка срабатывания реле НД (если да, то почему упало давление), как настроено реле НД, как оно установлено и подключено к цепи...

54.2. УПРАЖНЕНИЕ.

Использование вольтметра

Что покажет вольтметр при измерении напряжения на клеммах контактной группы реле НД в нашем примере?

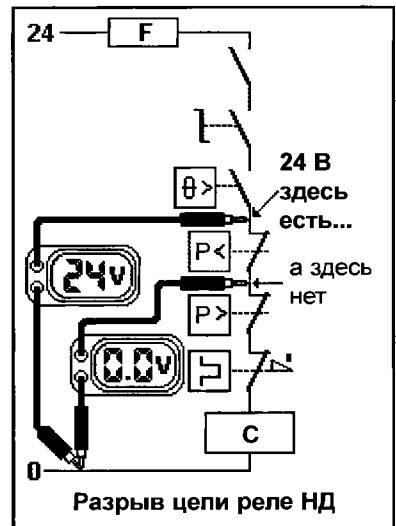


Рис. 54.9.

Ответ

Что покажет вольтметр на клеммах разомкнутого контакта реле НД?

Мы знаем, что в точке **1** присутствует потенциал 24 В, о чем говорит измерение между этой точкой и нулевым проводом (см. схему на рис. 54.10). Однако у нас нет никакой уверенности относительно потенциала точки **2** и сейчас мы увидим, что могут иметь место два случая:

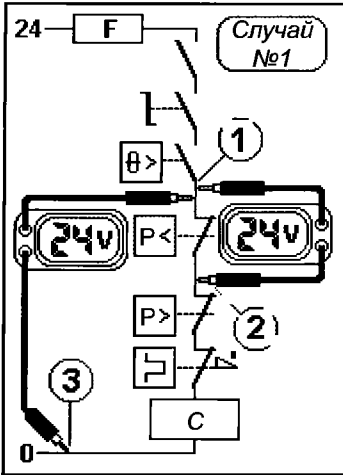


Рис. 54.10.

Случай № 1. Вольтметр показывает разность потенциалов 24 В.

Так как потенциал точки **1** равен 24 В, это позволяет нам утверждать, что потенциал точки **2** действительно 0 В и, следовательно, между точками **2** и **3** существует непрерывность цепи.

Таким образом, мы можем утверждать, что контакт реле ВД замкнут, также как и контакт термореле. Более того, мы теперь наверняка знаем, что все соединения (кабели, провода...) между точками **2** и **3** также исправны.

Кроме того, из результатов измерения мы можем заключить, что катушка контактора **С** находится в исправном состоянии, поскольку нулевой потенциал свободно проходит через нее (она представляет из себя ни что иное, как длинный медный провод).

В результате, данные измерения, без риска ошибиться, позволяют утверждать, что все точки схемы, расположенные выше точки **1**, имеют потенциал 24 В, а все точки, лежащие ниже точки **2**, имеют нулевой потенциал. Мы можем также быть уверенными в том, что контактор **С** заработает при замыкании контакта реле НД.

Случай № 2: Вольтметр показывает разность потенциалов 0 В (см. рис. 54.11).

Так как потенциал точки **1** равен 24 В, это позволяет нам утверждать, что потенциал точки **2** не равен 0 В (иначе вольтметр показывал бы $24 - 0 = 24$ В).

Поскольку потенциал точки **2** не равен 0 В, то есть потенциалу точки **3**, это обязательно говорит о наличии по крайней мере, еще одного обрыва между этими двумя точками (допустим, например, что разомкнут контакт термореле).

Потенциал 0 В, имеющийся в точке **3**, без проблем проходит через медный провод катушки контактора и в точке **4** он также равен 0 В. С другой стороны, если контакт термореле разомкнут, то в точке **5** нулевой потенциал отсутствует, поскольку он не может пройти через контакт термореле!

Итак, между точками **2** и **5** нет никакого потенциала (ни 0 В, ни 24 В), потому что на концах отрезка 2-5 имеются разрывы цепи.

Закрепить один из зажимов вольтметра в точке **2**, это все равно, что оставить его на столе в помещении или бросить на открытом воздухе!

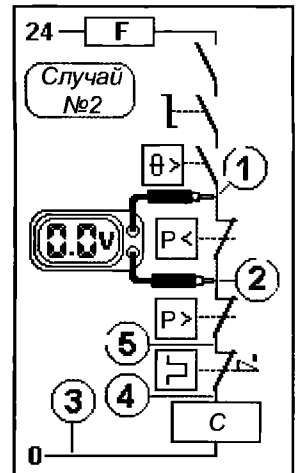


Рис. 54.11.

Поэтому вольтметр, у которого к электрической цепи подключен только один зажим, всегда будет показывать 0 В (см. рис. 54.12).

Таким образом, можно утверждать, что на любой электрической клемме могут быть реализованы 3 возможных значения потенциала:

- ▶ Потенциал напряжения питания (как правило, 24 или 220 В) который мы будем называть “фазой”.
- ▶ Нулевой потенциал, который мы называем “нейтралью” (нулевым проводом).
- ▶ Отсутствие потенциала, которое мы назовем “ничто”.

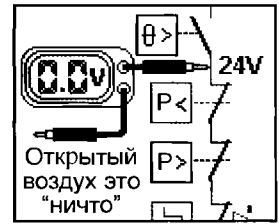


Рис. 54.12.

Если вольтметр показывает какое-то напряжение (например, 24 В), то независимо от того, в каких точках управляющей цепи производится измерение, мы сможем утверждать, что измеряем напряжение между фазой и нейтралью ($24 - 0 = 24$ В).

И напротив, если вольтметр показывает 0 В, мы абсолютно ничего не сможем утверждать. Действительно, вольтметр может измерять напряжение:

- ▶ Между двумя одинаковыми фазами ($24 - 24 = 0$ В)
- ▶ Между двумя нулевыми проводами ($0 - 0 = 0$ В)
- ▶ Между фазой и ничем ($24 - \text{«ничто»} = 0$ В)
- ▶ Между ничем и ничем ($0 - 0 = 0$ В).



Вот почему, когда мы будем искать неисправность с помощью вольтметра, мы всегда должны размещать его так, чтобы он показывал напряжение, так как только в этом случае мы будем уверены в наличии фазы и нуля. Дальше поиск неисправности сведется к нахождению разрыва в цепи (то есть момента, когда показания изменятся от 24 В до 0 В), который может быть как на фазе, так и на нулевом проводе.

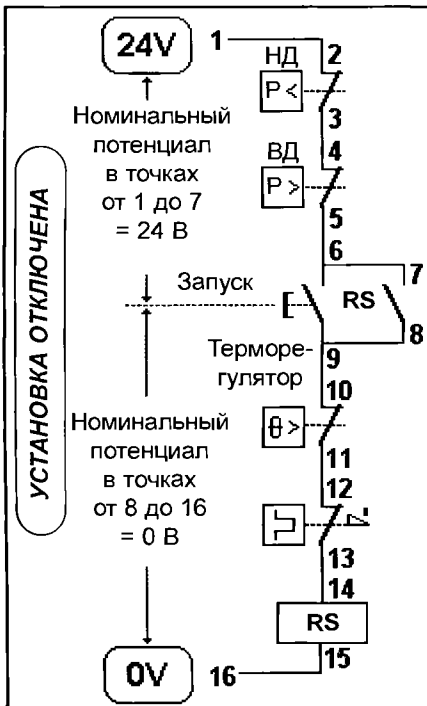


Рис. 54.13.

Чтобы уточнить эти условия, возьмем другой пример. Рассмотрим теперь схему на рис. 54.13, представляющую предохранительную цепь с реле ВД и НД, терморегулятором и термореле.

При выключенной схеме катушка RS (14-15) не запитана. В отсутствие неисправностей нормальный потенциал в точках 1-7 равен 24 В, а в точках 8-16 равен 0 В.

Если в этот момент нажать кнопку “запуск” (6-9), фаза поступит в точку 14, катушка RS получит питание и перейдет на режим самоудержания контактами RS (7-8). Поэтому катушка останется под напряжением, когда вы отпустите кнопку “запуск”.

Потенциал точек от 8 до 14, при выключенной схеме равный 0 В, станет равным 24 В. Тогда точки от 1 до 14 будет иметь потенциал 24 В, а точки 15 и 16 останутся с нулевым потенциалом.

Рассмотрим теперь, как действовать при поиске неисправности, если после нажатия на кнопку “запуск” катушка RS не срабатывает (вы имеете полное право поразмыслить, прежде чем читать дальше).

Для того, чтобы отыскать неисправность, мешающую работе катушки RS, мы выполним все необходимые измерения *без нажатия на кнопку пускателя*. Мы советуем также зафиксировать базовую точку измерения (на фазе или нулевом проводе) с помощью зажима типа “крокодил”. Так мы сможем работать с максимальным удобством, оставляя одну руку постоянно свободной.

1) Поиск неисправности на фазе (например, обрыв в цепи реле ВД 4-5).

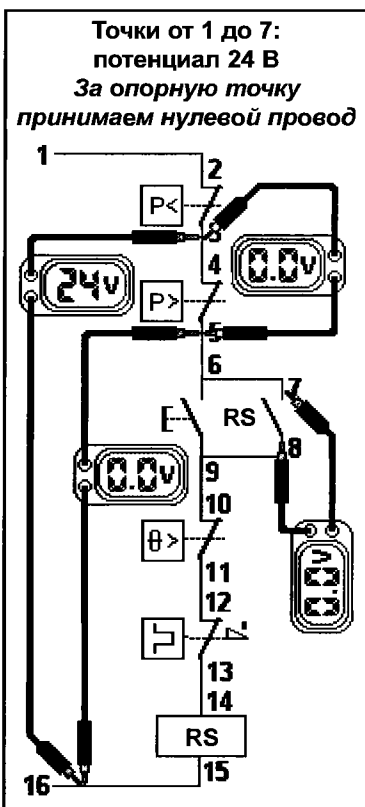


Рис. 54.14.

Поскольку нормальный потенциал в точках от 1 до 7 соответствует потенциалу фазы (здесь это 24 В), *возьмем в качестве базовой точки точку на нулевом проводе*, например, точку 16, в которой зафиксируем один из проводов вольтметра.

Чтобы уменьшить число замеров, используем способ замеров посередине, с которым мы познакомились выше (см. рис. 54.14).

Второй провод вольтметра подключим, например, к точке 4 (нормальный потенциал 24 В). Если вольтметр покажет 24 В, это позволит нам утверждать, *что выше точки 4 все нормально* (питание 24 В приходит на схему, реле НД замкнуто и вся проводка исправна).

Теперь коснемся вторым проводом вольтметра, например, точки 5, на выходе из реле ВД, где показание вольтметра будут равны 0. Мы сможем заключить, что фаза, имеющаяся в точке 4, не проходит через контакты реле ВД, следовательно контакты разомкнуты.

Остается только найти причину того, что они разомкнуты.

Примечание: Поскольку кнопка “запуск” отжата и катушка RS не работает, вольтметр, помещенный между точкой 4 (потенциал 24 В) и точкой 5 (потенциал “ничто”) будет показывать 0 В.

С другой стороны, если при нажатой кнопке “запуск”, вольтметр, помещенный между точками 4 и 5 покажет 24 В, это будет признаком того, что потенциал точки 5 равен 0 В. Следовательно, никаких других разрывов по линии 16-9-6-5 нет (катушка RS исправна, термореле и терморегулятор замкнуты, контакты кнопки работают нормально и все провода, соединяющие эту аппаратуру, исправны).

Конечно, вольтметр, помещенный между точкой 7 (потенциал “ничто”) и точкой 8 (или другой точкой цепи) будет всегда показывать 0 В.

2) Поиск неисправности в нулевом проводе (например, при разрыве контакта 12-13).

Если 24 В нормально доходят до точек 6 и 7, а нажим на кнопку пускателя не приводит к срабатыванию катушки RS, неисправность действительно находится между точками 8 и 16.

Чтобы проверить эти точки, *нормальный потенциал которых равен 0 В, возьмем в качестве опорной какую-либо точку на фазе (например, точку 1)*, на которой закрепим один из проводов вольтметра (см. рис. 54.15).

Поскольку нормальный потенциал в точках от 8 до 16 составляет 0 В, возьмем в качестве базовой точки точку на фазовом проводе, например, точку 1, в которой зафиксируем один из проводов вольтметра.

Для контроля опорной точки вторым проводом вольтметра коснемся точки 16, вольтметр должен показать 24 В (эта проверка позволяет быстро убедиться в том, что в точке 1 действительно присутствует фаза и что питание на схему подано).

Далее, чтобы уменьшить число замеров, измерение начнем “от середины”.

Коснемся вторым проводом, например, точки 12. Поскольку нормальный потенциал этой точки равен 0 В, вольтметр должен был бы показать 24 В. Однако он показывает 0 В, а это значит, что нулевой потенциал не попадает в точку 12, следовательно вниз от точки 12 *имеется разрыв цепи* (или разомкнуто термореле, или оборван провод катушки RS, или имеется обрыв в проводах, соединяющих эту аппаратуру).

Тогда второй провод подключаем к выходу термореле (точка 13). Вольтметр показывает 24 В и мы можем утверждать, что потенциал 0 В действительно имеется в точке 13 (следовательно, между точками 13 и 16 никаких разрывов нет).

Поскольку имеющийся в точке 13 потенциал 0 В не проходит в точку 12, мы можем утверждать, что контакт термореле разомкнут.

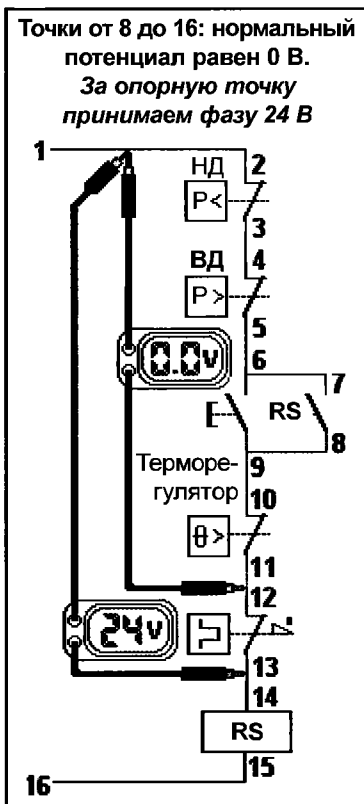


Рис. 54.15.



ЗАПОМНИТЕ! Для прозвонки контактов линии, нормальным потенциалом, которой является фаза, в качестве опорной точки необходимо брать нулевой провод. И напротив, для прозвонки контактов нулевой линии в качестве опорной точки необходимо брать фазу.

54.3. НЕИСПРАВНОСТИ КАТУШКИ ПУСКАТЕЛЯ

Упражнение №1

Прибыв для ремонта схемы, представленной на рис. 54.15, вы находите, что катушка RS не работает. При нажатии на кнопку S “запуск” она срабатывает, но тотчас же отключается, как только Вы отпускаете кнопку.

Попытайтесь найти *все гипотезы*, способные объяснить эту неисправность, и способ их проверки с помощью вольтметра.

Упражнение №2

При первом включении схемы (рис. 54.15) катушка RS после нажатия на кнопку пускателя не срабатывает. При отпущенной кнопке между контактами 1 и 9 и контактами 16 и 6 имеется напряжение 24 В. При нажатой кнопке между контактами 1 и 9 имеется 0 В, между контактами 16 и 6 имеется 24 В.

Что же могло произойти?

Решение упражнения №1

При нажатии на кнопку *S* “запуск” катушка *RS* работает. Это обстоятельство указывает нам, что на схему, несомненно, попадает напряжение 24 В и что разрыв в цепи аппаратуры и соединительных проводах отсутствует, а кнопка вполне работоспособна.

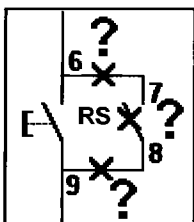


Рис. 54.16.

С другой стороны, как только кнопка отпускается, катушка отключается. Это неизбежно означает, что в цепи самоподдержания имеется обрыв и тогда могут рассматриваться 3 равнозначных варианта: либо обрыв соединения 6-7, либо не замыкается контакт *RS* 7-8, либо обрыв соединения 8-9 (см. рис. 54.16). Если ремонтнику особенно не повезет, он может столкнуться с комбинацией этих трех неисправностей!

Для проверки соединения 6-7 с помощью вольтметра зададимся следующим вопросом: *каким должен быть нормальный потенциал точки 6 при выключенной кнопке?*

Поскольку ответом будет “фаза”, в качестве опорной точки выбираем нулевой провод, то есть точку 16.

Коснувшись вторым проводом вольтметра точки 6, увидим, что вольтметр показывает 24 В, то есть фаза в точке 6 присутствует (что вполне нормально, поскольку при нажатии на кнопку *S* катушка *RS* срабатывает).

Поместив второй провод в точку 7, можно получить 2 варианта (см. рис. 54.17):

- ▶ Если вольтметр покажет 24 В, значит фаза проходит в точку 7. Имея в виду, что контакты *RS* разомкнуты и катушка *RS* отключена, можно утверждать, что соединение 6-7 исправно.
- ▶ Если вольтметр показывает 0 В, значит фаза, имеющаяся в точке 6, не проходит в точку 7, что является несомненным признаком обрыва в соединении 6-7.

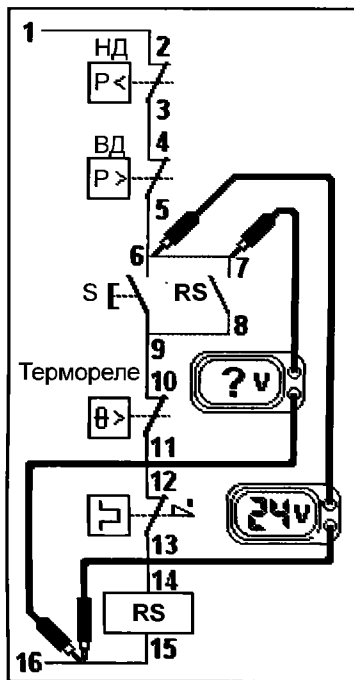


Рис. 54.17.

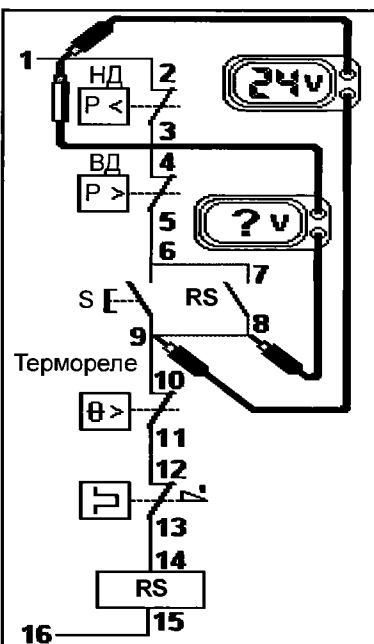


Рис. 54.18.

Для проверки соединения 8-9 зададимся следующим вопросом: *каков нормальный (при отключенной кнопке *S*) потенциал точки 9?* Ответом на этот вопрос будет “нейтраль”, поэтому в качестве опорной точки принимаем фазу, то есть точку 1 (см. рис. 54.18).

Коснувшись вторым проводом точки 9 и обнаружив 24 В, заключаем, что 0 В присутствует в этой точке (в чем можно было не сомневаться, поскольку при нажатии на кнопку *S* катушка *RS* срабатывает).

Поместив второй провод в точку 8, мы снова можем получить 2 варианта:

- ▶ Если вольтметр показывает 24 В, значит нулевой потенциал присутствует в точке 8. Как и в предыдущем случае, поскольку контакты *RS* разомкнуты и катушка *RS* не работает, это является несомненным признаком исправного соединения 8-9.
- ▶ Если вольтметр показывает 0 В, значит нулевой потенциал, имеющийся в точке 8, не проходит в точку 9. Тогда это является признаком того, что соединение 8-9 разорвано.

Если оба соединения 6-7 и 8-9 исправны, а катушка RS при нажатии на кнопку S не остается в режиме самоудержания, значит контакты RS 7-8 обязательно неисправны.



Никогда не забывайте, что при прозвонке цепи, в нормальном состоянии подключенной к фазе, в качестве опорной точки необходимо выбирать нулевой провод. С другой стороны, при прозвонке нулевой точки или цепи, в качестве опорной точки нужно брать фазу.

Решение упражнения №2

При первом включении схемы, после нажатия на кнопку S, катушка RS не срабатывает. Рассмотрим результаты замеров (см. рис. 54.19).

Поз. 1. Контакты кнопки S разомкнуты и вольтметр показывает 24 В между точками 1 и 9.

Это является признаком того, что в точке 1 присутствует фаза, а в точке 9 – нулевой потенциал. Поскольку нулевой потенциал поступает в точку 9, значит контакты терморегулятора и термореле замкнуты, а соединительные провода между точками 9 и 16, также как и обмотка RS, исправны.

Между точками 16 и 6 вольтметр также показывает 24 В. Это означает, что фаза, имеющаяся в точке 1, действительно поступает в точку 6. Следовательно, контакты обоих реле замкнуты и все соединения между точками 1 и 6 исправны.

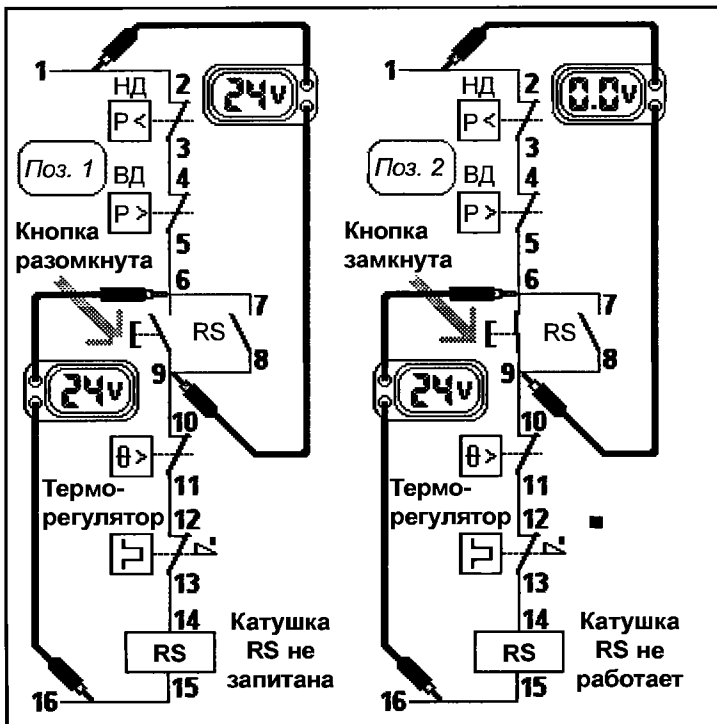


Рис. 54.19.

Таким образом, два этих замера позволяют нам утверждать, что все контакты предохранительных устройств замкнуты, а провода цепи (между точками 1 и 6, а также 9 и 16) исправны, как исправна и обмотка катушки RS.

Теоретически, при нажатии на кнопку S, обмотка должна срабатывать, однако этого не происходит. Можно предположить, что контакты кнопки при нажатии на нее не замыкаются.

Поз. 2. При замкнутых контактах кнопки S между точками 6 и 16 вольтметр показывает 24 В. Уже известно, что ноль находится в точке 16, а фаза в точке 6, поэтому данное измерение не представляет никакого интереса и совершенно бесполезно.

С другой стороны, замер при нажатой кнопке S показывает, что напряжение между точками 1 и 9 меняется от 24 В до 0 В. Следовательно, можно немедленно сделать вывод... Кстати, перед тем как читать дальше, что вы скажете об этой ситуации?

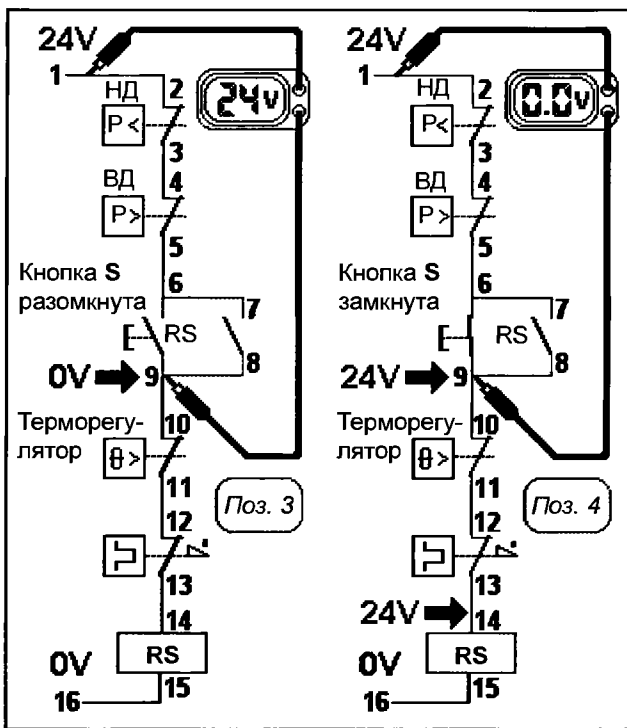


Рис. 54.20.

Мы могли бы подумать, что в обмотке реле имеется обрыв, однако мы с уверенностью знаем, что это невозможно, поскольку обмотка пропускает нулевой потенциал (см. поз. 3 на рис. 54.20).

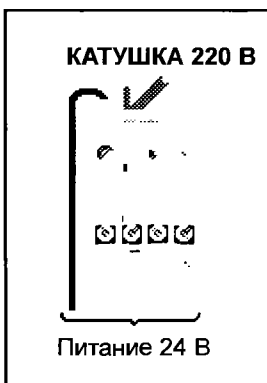


Рис. 54.22.

Итак, обрыва в катушке нет, но реле, запитанное напряжением 24 В, не срабатывает. Значит, либо катушка не оказывает воздействия на сердечник реле по причине механического повреждения (но в этом случае, при подаче напряжения можно было бы отчетливо слышать гудение или вибрации), либо реле не срабатывает потому, что напряжения питания недостаточно.

В нашем случае, поскольку речь идет о первом включении схемы, скорее всего, электромонтер, по ошибке, поставил реле, рассчитанное на напряжение 220 В (или 380 В), в цепь с напряжением питания 24 В (см. рис. 54.22), которое является слишком слабым и не обеспечивает срабатывание реле (заметим, что, как правило, номинальное напряжение катушки указывается снаружи на корпусе реле).

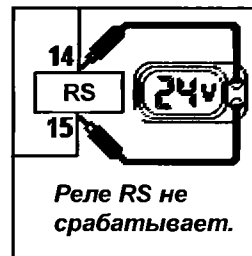


Рис. 54.21.

3) Рассмотрим теперь, как проверить с помощью вольтметра плавкие предохранители.

Иногда случается, что плавкий предохранитель перегорает вследствие резкого возрастания тока, как правило, обусловленного коротким замыканием. После этого вся аппаратура, установленная после предохранителя (реле, контакторы, сигнальные лампы...) перестает работать. Столкнувшись с такой проблемой, многие нерешительные ремонтники разбирают патроны с плавким предохранителем и прозванивают их омметром.

Посмотрим, как можно очень быстро проверить предохранители, ничего не разбирая, с помощью простого вольтметра...

Кнопка S разомкнута, в точке 1 присутствует 24 В, а в точке 9 имеем 0 В (см. поз. 3 на рис. 54.20).

После нажатия на кнопку S, напряжение между точками 1 и 9 меняется с 24 В на 0 В (см. поз. 4 на рис. 54.20). Следовательно, это признак того, что контакты кнопки замкнулись, пропустив фазу из точки 6 в точку 9 (24 – 24 = 0 В).

Таким образом, наше первое предположение о неисправности контактов кнопки не подтверждается.

Порассуждаем немного: поскольку фаза легко проходит в точку 9 при нажатии кнопки S, значит она проходит и в точку 14, так как цепь 9-14 исправна.

Это легко проверить, поместив вольтметр между точками 14 и 15, после чего мы увидим, что вольтметр показывает 24 В на клеммах катушки, но реле RS не срабатывает (см. рис. 54.21).

Пусть надо проверить 2 предохранителя, установленных на нулевом проводе (FN) и на фазе (FL) так, как показано на схеме (рис. 54.23). Питание подходит по нулевому проводу (1) и фазе (2). Выход на щит с электрооборудованием производится с точек 3 и 4.

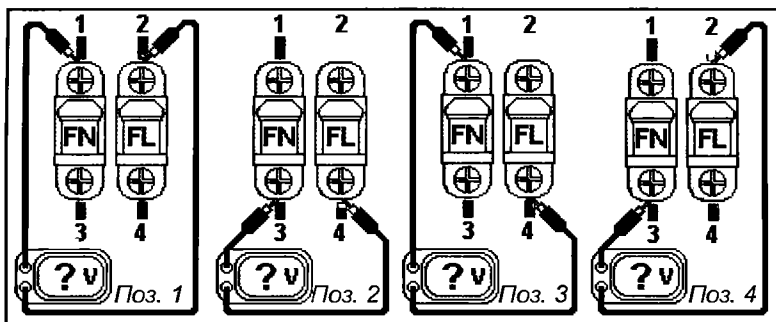


Рис. 54.23.

Поз. 1. Установим вольтметр вверху между точек 1 и 2. Если он показывает 0, значит неисправность находится за пределами схемы и нужно проверить трансформатор. Если напряжение 24 В, значит все нормально и измерения продолжаются.

Поз. 2. Поместим вольтметр между точками 3 и 4 на выходе из предохранителей. Если он показывает 24 В, оба предохранителя целы и неисправность находится в схеме. При 0 В один или оба предохранителя перегорели и измерения продолжаются.

Поз. 3. Установим вольтметр между точками 1 (на входе нуля) и 4 (на выходе фазы). Если он показывает 0, значит фазовый предохранитель FL не пропускает фазу от точки 2 к точке 4: следовательно, можно утверждать, что он перегорел. Если показания вольтметра равны 24 В, значит предохранитель нормально пропускает ток от точки 2 к точке 4, то есть он обязательно исправен.

Поз. 4. Поместим вольтметр между точками 2 (вход фазы) и 3 (выход нуля). Если показания равны 0 В, предохранитель FN не проводит ток от точки 1 к точке 3, следовательно, можно утверждать, что он сгорел. Если вольтметр показывает 24 В, предохранитель нормально проводит ток между точками 1 и 3: можно утверждать, что он исправен.

54.4. УПРАЖНЕНИЯ. Прочие неисправности

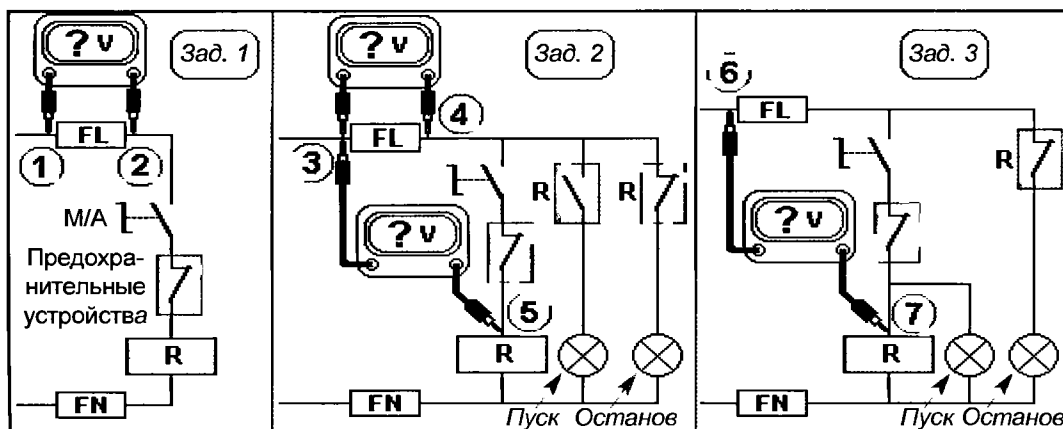


Рис. 54.24.

Зад. 1. Предохранитель FL перегорел. Все другие элементы исправны. Что покажет вольтметр между точками 1 и 2, если рубильник М/А (пуск/останов) выключен? А если включен?

Зад. 2. Предохранитель FL перегорел. Все другие элементы исправны. Что покажет вольтметр между точками 3 и 4, когда рубильник М/А выключен? Если вдобавок к этому, в обмотке катушки R имеется обрыв, что покажет вольтметр между точками 3 и 5 (рубильник М/А выключен и включен)?

Зад. 3. Обмотка катушки R оборвана. Все другие элементы исправны. Что покажет вольтметр между точками 6 и 7 при выключенном рубильнике? А при включенном?

Как обычно, ниже приводятся ответы, однако не спешите прочитать их, подумайте...

Решение

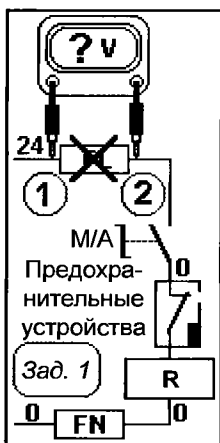


Рис. 54.25.

Задача 1. Вновь рассмотрим схему (см. рис. 54.25). Предохранитель FL перегорел, но все остальные элементы исправны. То есть потенциал 24 В (например) заблокирован в точке 1 и ни в коем случае не может пройти через предохранитель FL.

Поскольку, за исключением предохранителя, все нормально, нулевой потенциал без проблем проходит FN, обмотку R и предохранительные устройства. То есть потенциал 0 В постоянно находится под рубильником M/A.

Если рубильник M/A выключен, потенциал 0 В не может пройти через него, и потенциал точки 2 суть «ничто». Следовательно, вольтметр покажет $24 - \text{«ничто»} = 0$ В.

Если рубильник M/A включен, потенциал 0 В поступает в точку 2 и тогда вольтметр покажет $24 - 0 = 24$ В.



Во всех случаях, когда на концах предохранителя появляется напряжение, это означает, что предохранитель сгорел. Однако, если напряжение на концах предохранителя отсутствует, это вовсе не обязательно означает, что предохранитель исправен.

Задача 2. Рассмотрим теперь схему на рис. 54.26. Предохранитель FL сгорел. Значит 24 В присутствует в точке 3 и не может пройти в точку 4.

Обмотка реле R не запитана, реле сработать не может и его нормально замкнутый контакт R, включенный в схему последовательно с сигнальной лампой «Останов» (см. поз. 5), обязательно замкнут. Но лампа – ни что иное, как обычное сопротивление, поэтому потенциал 0 В постоянно присутствует в точке 4 и вольтметр покажет 24 В независимо от положения рубильника M/A.

Если обмотка R оборвана и рубильник M/A выключен, потенциал точки 6 суть «ничто» и вольтметр покажет 0 В. С другой стороны, если рубильник включен, потенциал 0 В, имеющийся в точке 4, может пройти в точку 6 и в этот момент вольтметр покажет 24 В.

Задача 3. Рассмотрим схему на рис. 54.27. Обмотка реле R оборвана и рубильник включен, нормально замкнутый контакт реле R замкнут и сигнальная лампа остановки горит. Потенциал 0 В без проблем проходит через сопротивление сигнальной лампы пуска и находится в точках 7 и 8.

Поэтому вольтметр показывает 24 В, хотя катушка реле оборвана. Заметим, что если нормально разомкнутый контакт реле R установлен последовательно с сигнальной лампой пуска (в точке 8), нулевой потенциал не сможет пройти в точку 7 и тогда вольтметр будет показывать 0 В.

Если включить рубильник, потенциал 24 В приходит в точки 7 и 8 и сигнальная лампа пуска загорится, хотя реле не работает. Поэтому, одновременно будут гореть и сигнальная лампа пуска и сигнальная лампа остановки. Конечно, вольтметр при этом будет показывать 0 В, потому что потенциалы точек 6 и 7 будут равны 24 В.

Если включить рубильник, потенциал 24 В приходит в точки 7 и 8 и сигнальная лампа пуска загорится, хотя реле не работает. Поэтому, одновременно будут гореть и сигнальная лампа пуска и сигнальная лампа остановки. Конечно, вольтметр при этом будет показывать 0 В, потому что потенциалы точек 6 и 7 будут равны 24 В.

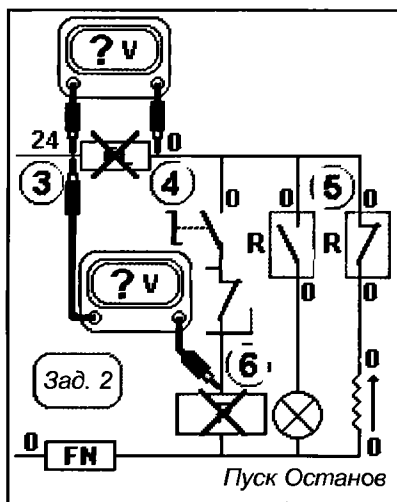


Рис. 54.26.

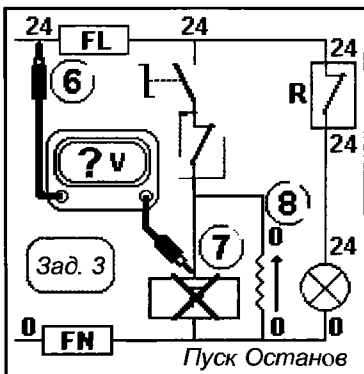


Рис. 54.27.

Если вы смогли решить эти несколько упражнений не читая подсказок и при этом не попались в коварно расставленные автором ловушки, значит вы все поняли, и в будущем у вас не возникнет никаких проблем при использовании простого вольтметра для обнаружения громадного большинства электрических поломок.

Б) Ремонт с использованием омметра

Этот способ должен быть использован только тогда, когда электрический шкаф (шкаф с электрооборудованием) невозможно оставлять под напряжением (как правило, это относится к случаям замыкания на массу или короткого замыкания в одном из потребителей), так как при этом требуется полное отключение установки от сети.

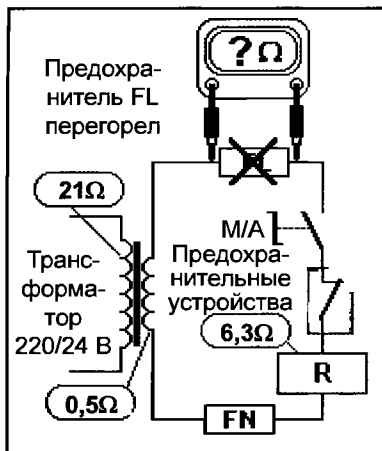


Рис. 54.28.

Чтобы проиллюстрировать проблемы, возникающие при поиске неисправностей с помощью омметра, рассмотрим небольшую схему на рис. 54.28, запитанную через трансформатор 220/24 В. Первичная обмотка трансформатора имеет сопротивление 21 Ом, вторичная – 0,5 Ом и катушка реле R имеет сопротивление 6,3 Ом.

Перед тем, как подключить омметр, познакомимся на схеме (рис. 54.29) с первой опасностью такого способа поиска неисправностей. В самом деле, если схема находится под напряжением, мы видим, что при включенном рубильнике на концах предохранителя имеется напряжение 24 В.

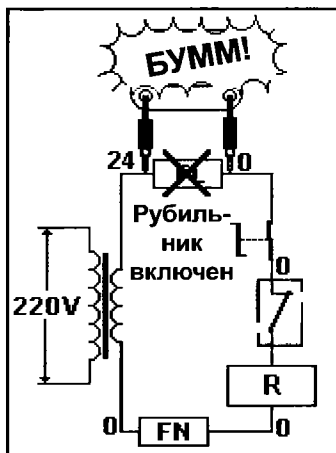


Рис. 54.29.

Поэтому, как только мы подключим к предохранителю омметр, он немедленно “задымится” (представьте повреждение в цепи с напряжением 220 или 380 В!). Опасность ошибок так велика, что всегда нужно отключать шкаф от сети.

ПЕРЕД ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ОММЕТРА К КОНТУРУ, НЕОБХОДИМО ОБЯЗАТЕЛЬНО УБЕДИТЬСЯ В ТОМ, ЧТО НАПРЯЖЕНИЕ В КОНТУРЕ ОТСУТСТВУЕТ.

54.5 УПРАЖНЕНИЯ.

Использование омметра

Упражнение 1. На схеме (рис. 54.28) перегорел предохранитель FL. Что покажет подключенный к его концам омметр, когда рубильник выключен и когда включен?

Упражнение 2. На схеме (рис. 54.30) сопротивление холодной лампочки 18 Ом. Если предохранитель FL тоже перегорел, что покажет подключенный к его концам омметр, когда рубильник выключен и когда включен?

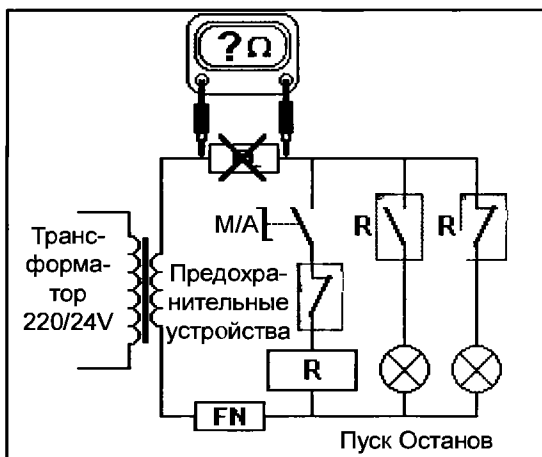


Рис. 54.30.

Ответы см. ниже...

Решение упражнений

Упражнение 1. Еще раз напомним, что перед подключением омметра схема должна быть обязательно обесточена. То есть в этот момент вся установка или ее часть должна быть остановлена (см. рис. 54.31).

Если остановка небольшого агрегата (малая холодильная камера, небольшой кондиционер...) не доставляет больших неудобств, то для больших установок (промышленный холод, кондиционирование производственных и публичных зданий...) это, как правило, не так.

При выключенном рубильнике (см. рис. 54.32) электроны, испускаемые элементом питания омметра, не могут цир-

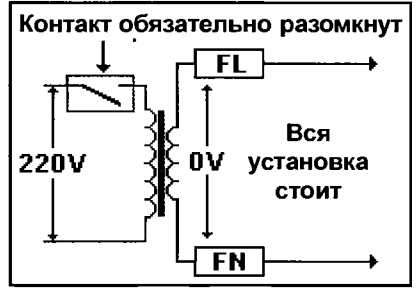


Рис. 54.31.

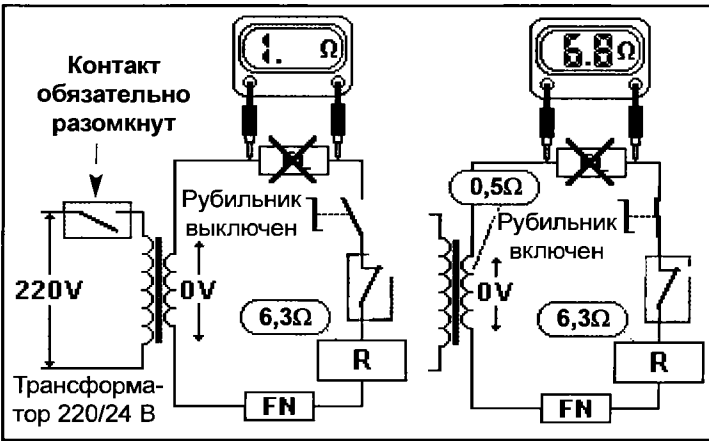


Рис. 54.32.

кулировать по схеме. Поэтому омметр покажет сопротивление, равное бесконечности. Перегорание предохранителя можно обнаружить.

При включенном рубильнике, сопротивление вторичной обмотки (0,5 Ом) и соединенной с ней последовательно обмотки реле (6,3 Ом), дадут показания омметра, равные полному сопротивлению, то есть $6,3 + 0,5 = 6,8$ Ом. Сопротивление первичной обмотки на показания омметра не влияет.

Упражнение 2. При выключенном рубильнике (см. схему на рис. 54.33) сопротивление катушки реле R исключается из цепи. Сопротивление вторичной обмотки трансформатора (0,5 Ом) и сигнальной лампочки останова (18 Ом) включены в цепь последовательно. Омметр покажет полное сопротивление, то есть $0,5 + 18 = 18,5$ Ом.

Перед тем, как посмотреть, что произойдет при включенном рубильнике, напомним, что при параллельном соединении двух сопротивлений R1 и R2 полное сопротивление (R_t), получаемое в результате такого соединения, будет равно произведению R1 на R2 деленному на сумму R1 + R2 (см. рис. 54.34).

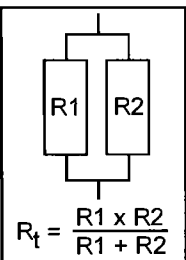


Рис. 54.34.

Отметим, что полное сопротивление R_t соединенных параллельно нескольких сопротивлений всегда меньше самого малого из всех этих сопротивлений (10 Ом, соединенных параллельно с 15 Ом, дадут полное сопротивление $R_t = 150 / 25 = 6$ Ом). Заметим также, что полное сопротивление двух параллельно соединенных одинаковых сопротивлений равно половине одного из этих сопротивлений (10 Ом, соединенные параллельно с 10 Ом дадут полное сопротивление $R_t = 100 / 20 = 5$ Ом).

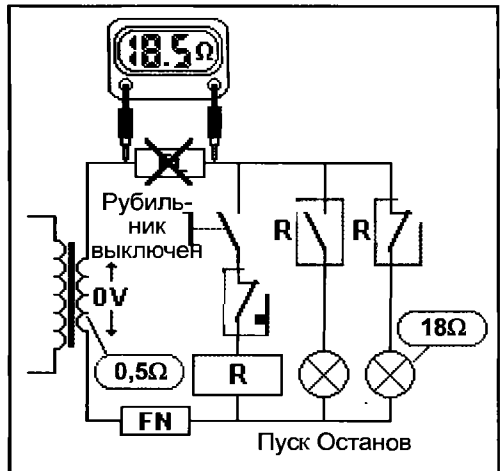


Рис. 54.33.

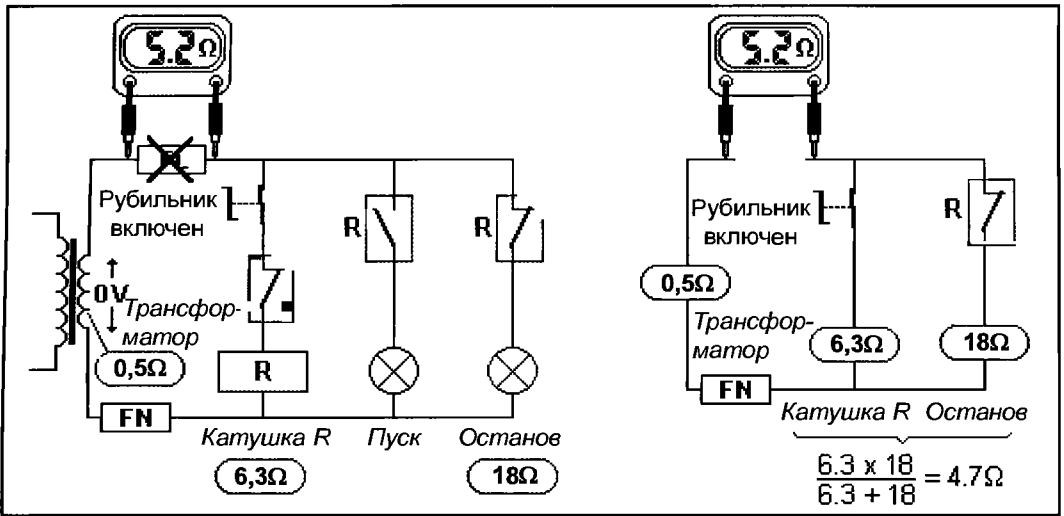


Рис. 54.35.

При включенном рубильнике, катушка R соединена параллельно с сигнальной лампочкой останова (см. рис. 54.35). Тогда полное сопротивление этих потребителей будет равно 4,7 Ом. Поскольку сопротивление 4,7 Ом включено в цепь последовательно с вторичной обмоткой трансформатора, полное сопротивление схемы равно $4,7 + 0,5 = 5,2$ Ом. Следовательно, эту величину и покажет омметр.

Итак, чем больше будет в схеме параллельно соединенных элементов, тем меньше будет сопротивление, показываемое омметром (это иногда приводит к ошибочному заключению о том, что контакт замкнут, так как измеряемое сопротивление оказывается очень низким).

Поэтому, перед подключением омметра к какому-либо элементу, обязательно нужно отключить от этого элемента, как минимум, один провод. Это единственный способ избежать ошибок (см. рис. 54.36).

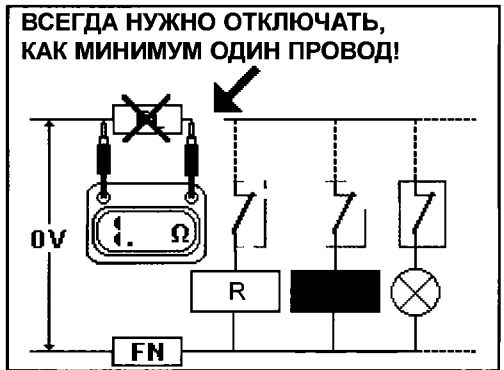


Рис. 54.36.

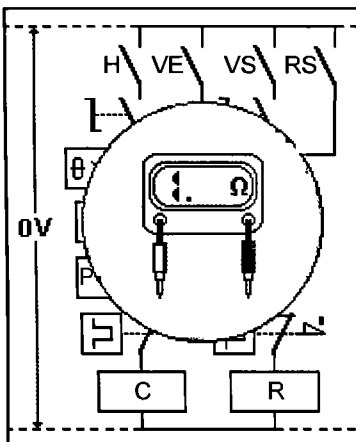


Рис. 54.37.

Конечно, нужно также всегда отключать питание, и для прозвонки какого-либо потребителя одну из его клемм оставлять свободной.

Таким образом, чтобы прозванивать цепь контактов омметром, необходимо каждый раз отключать одну из двух клемм очередного контакта, а потом вновь подключать к ней провода, что всегда является гораздо более длительной и нудной процедурой по сравнению с проверкой цепи с помощью вольтметра (см. рис. 54.37)!

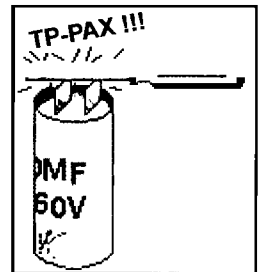


Рис. 54.38.

Напомним также, что при проверке конденсаторов (см. рис. 54.38), перед тем, как дотрагиваться до их выводов и подключать к ним измерительную аппаратуру, их необходимо разрядить.

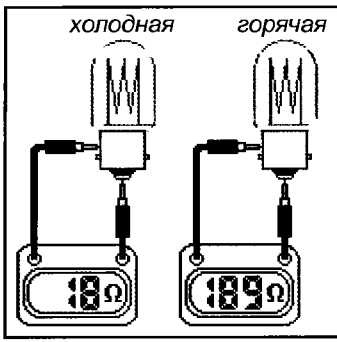


Рис. 54.39.

Наконец, отметим следующее. При формулировке упражнения мы говорили о сопротивлении *холодной* лампы. Это упоминание заслуживает небольшого пояснения. Действительно, волосок лампы накаливания имеет температуру свыше 2000°C, когда лампа горит. Однако, с ростом температуры, сопротивление волоска повышается.

Так, для обычной лампы накаливания ее сопротивление в нагретом состоянии примерно в 10 раз больше сопротивления холодной лампы (см. рис. 54.39). Поэтому, в нашем примере, лампа, имеющая в холодном состоянии сопротивление, например 18 Ом, будучи нагретой, повышает свое сопротивление до 190 Ом.

Отметим также, что при подаче напряжения на холодную лампу, сопротивление которой в 10 раз меньше горячей, потребляемый ею ток становится в 10 раз больше (к счастью, продолжительность действия такого броска тока крайне короткая).

Поиск электрических неисправностей должен проводиться преимущественно с помощью вольтметра с тем, чтобы ускорить процесс выявления незамкнутых контактов или обрыва проводов в потребителях. Очень практичным при этом является метод поиска дефектов "от середины".

Если ремонтник не имеет в своем распоряжении схемы электрооборудования (или если в схеме полно ошибок), метод вольтметра все равно остается лучшим решением. Действительно, достаточно немного здравого смысла и экспериментов, чтобы, несмотря ни на что, достичь желаемого результата. Поиск неисправностей при этом просто будет немного дольше.

Использование омметра должно быть задействовано только в исключительных случаях, когда установку нельзя оставлять под напряжением. Это будут случаи, когда подача напряжения на установку приводит к срабатыванию дифференциального автомата тока утечки (один из элементов замкнуло на массу), перегоранию плавкого предохранителя или срабатыванию автомата защиты (короткое замыкание в одном из элементов цепи).

Омметр потребуется также, если вы захотите проверить обмотку электродвигателя или конденсатор, или отыскать нужные клеммы в аппаратуре с большим количеством выводов (например, пусковое реле или многоступенчатый термостат).



Вам не остается ничего другого, как использовать для ремонта вольтметр, чтобы на практике убедиться в справедливости наших рекомендаций. Если вначале вы будете немного нерешительны, не падайте духом и будьте настойчивы: вы очень быстро восстановите потерянное время!

Отметим, что профессиональный мастер подключает вход любого потребителя либо сверху, либо слева (подключение производится в том же порядке, в котором мы читаем книгу, то есть слева направо и сверху вниз, см. схему на рис. 54.40).

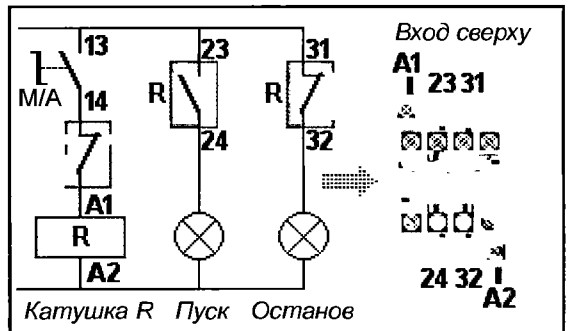


Рис. 54.40.

55. РАЗЛИЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

1) Какие последствия может вызвать повышенное напряжение в сети!

Все производители электроаппаратуры приводят допустимый диапазон изменения напряжения питания, в пределах которого их аппаратура работает нормально. Например, если прибор может работать при напряжении $220 \text{ В} \pm 10\%$, это означает, что *минимальное* напряжение его питания составляет $220 - 22 = 198 \text{ В}$, а *максимальное* $220 + 22 = 242 \text{ В}$. Понятно, что если напряжение питания ниже 198 В или выше 242 В , разработчик не может гарантировать нормальную работу своего прибора.

Проблему повышенного напряжения достаточно легко понять, потому что во всех случаях, каким бы ни был тип потребителя, перенапряжение всегда приводит к росту потребляемого тока. Если перенапряжение значительное, или продолжительное по времени, защита потребителя от перегрева является задачей тепловых и электромагнитных предохранительных устройств. Если перенапряжение слабое, короткое или редко возникающее, потребителю, как правило, ничто не угрожает.

С другой стороны, если перенапряжение очень значительное (например, при грозовом разряде оно может превышать многие миллионы Вольт), всплеск силы тока может быть таким, что потребитель сгорит, прежде чем на этот всплеск среагируют предохранительные устройства.

Если на лампочку напряжением $24 \text{ В} / 3 \text{ Вт}$ подать 24 В (см. рис. 55.1), она горит, потребляя мощность 3 Вт . Однако, если на нее подать напряжение 240 В (то есть в 10 раз больше), она мгновенно перегорает. Это происходит потому, что потребляемая мощность пропорциональна квадрату напряжения ($P = U^2 / R$). Таким образом, подключая лампочку к источнику питания с напряжением, в 10 раз большим номинального, мы заставляем ее поглощать мощность, возросшую в 100 раз (то есть 300 Вт , что соответствует небольшому электронагревателю).

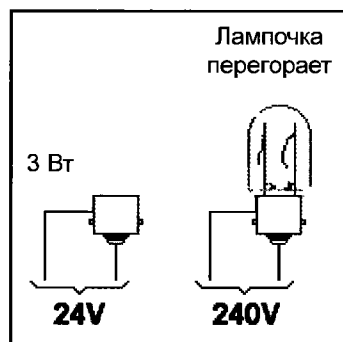


Рис. 55.1.

2) Какие последствия может вызвать падение напряжения в сети!

В случае падения напряжения, проблема определения последствий гораздо более сложная, поскольку последствия зависят от типа потребителя электроэнергии. В общем, можно выделить две основные категории потребителей: *типа сопротивления* и *типа двигателя*.

Для потребителя типа сопротивления, падение напряжения всегда приводит к эквивалентному снижению потребляемого тока (напомним закон Ома: $I = U / R$).

Так, при низком напряжении, сопротивление потребляет более слабый ток, что не влечет за собой абсолютно никакой опасности его повреждения. Например (см. рис. 55.2), сопротивление, потребляющее 300 Вт при 240 В , будет потреблять только 3 Вт , если оно находится под напряжением 24 В ! Конечно, это может быть очень плохо, если речь идет, например, об электронагревателе картера компрессора!

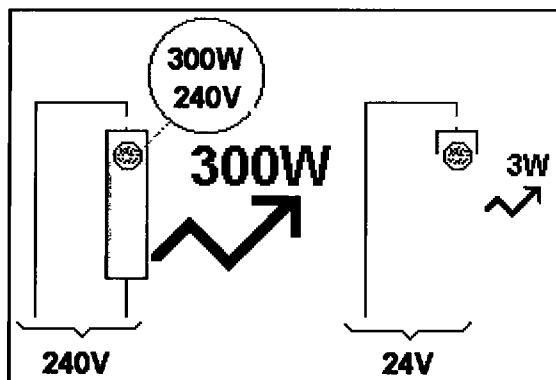


Рис. 55.2.

Для потребителя типа двигателя необходимо различать двигатели, приводящие в действие устройства с большим моментом сопротивления (см. рис. 55.3), например, поршневые холодильные компрессоры, и приводные двигатели механизмов с низким моментом сопротивления (например, осевой вентилятор, для вращения которого достаточно легкого дуновения ветра).

Центробежные вентиляторы находятся между этими двумя категориями, однако большинство из них имеет такие характеристики, с которыми трудно выдержать заметное падение напряжения питания. Поэтому их, как правило, относят к категории агрегатов с большим моментом сопротивления.

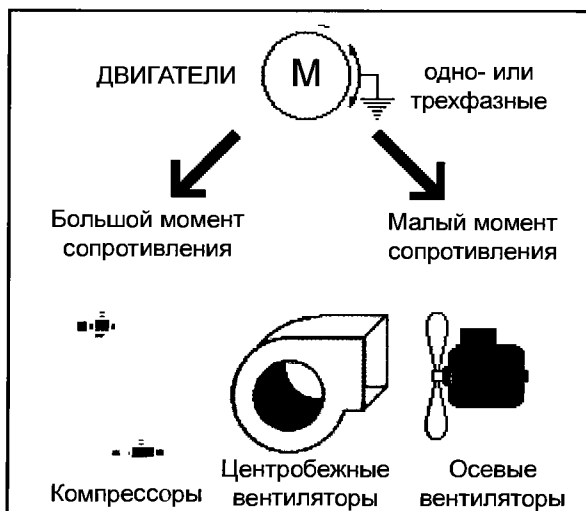


Рис. 55.3.

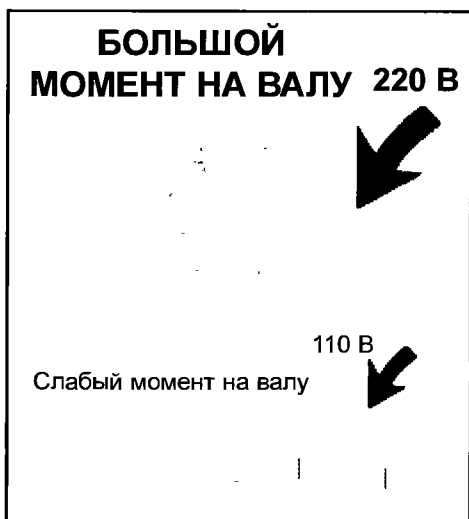


Рис. 55.4.

Прежде всего вспомним, что момент на валу двигателя, то есть его способность приводить в движение какой-либо агрегат, зависит от квадрата напряжения питания.

Так, если двигатель предназначен для работы при напряжении 220 В, то в случае падения напряжения до 110 В (то есть в 2 раза меньше), его крутящий момент на валу упадет в 4 раза (см. рис. 55.4).

Если во время падения напряжения момент сопротивления приводимого агрегата очень велик (например, у компрессора), двигатель останавливается. При этом он начинает потреблять ток, равный величине пускового тока, и это происходит в течение всего периода вынужденной остановки. В результате, двигатель опасно перегревается и остается только надеяться, что встроенная защита или тепловое реле защиты очень быстро отключат питание.

С другой стороны, если момент сопротивления приводимого устройства низкий (например, у небольшого осевого вентилятора), снижение напряжения питания обуславливает уменьшение скорости вращения, потому что мотор при этом имеет меньшую располагаемую мощность.

Как раз именно это свойство используется в большинстве многоскоростных двигателей, вращающих вентиляторы в индивидуальных кондиционерах (см. рис. 55.5).

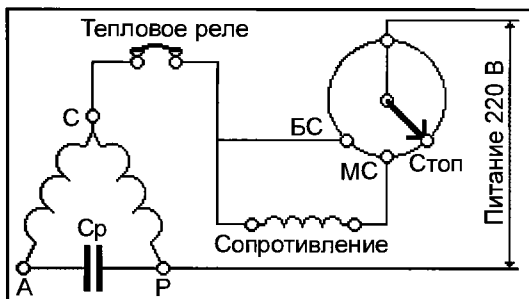


Рис. 55.5.

В положении БС (большая скорость) сопротивление замкнуто накоротко и к мотору подается 220 В. Он вращается с номинальной скоростью.

В положении МС (малая скорость) сопротивление включено последовательно с обмоткой двигателя, что обуславливает заметное падение напряжения на двигателе. Крутящий момент на валу падает, и вентилятор вращается с пониженной скоростью.

При этом падает и потребляемый ток. Это свойство широко используется при изготовлении электронных регуляторов скорости на основе тиристоров, специально предназначенных для регулирования давления конденсации путем изменения скорости вращения осевых вентиляторов, устанавливаемых в конденсаторах с воздушным охлаждением (см. рис. 55.6).

Эти регуляторы, называемые иногда вентилями тока или преобразователями, работают, как и большинство регуляторов-ограничителей, по принципу “срезания” части амплитуды переменного тока.

Поз. 1. Высокое давление конденсации, регулятор скорости полностью пропускает полупериоды сети. Напряжение на клеммах двигателя (соответствующее заштрихованной области) равно напряжению в сети и двигатель вращается с максимальной скоростью, потребляя номинальный ток.

Поз. 2. Давление конденсации падает, в действие вступает регулятор, срезая часть каждого полупериода, поступающего на вход двигателя (в каждом полупериоде он на короткое мгновение отключает питание). Среднее напряжение на клеммах двигателя падает (см. заштрихованную область) и скорость, также как и потребляемый ток, падают.

Поз. 3. Если среднее напряжение становится настолько слабым, что крутящий момент двигателя оказывается меньше, чем момент сопротивления вентилятора, мотор останавливается и начинает греться. Поэтому регуляторы скорости, как правило, настраиваются на предельно допустимое значение минимальной скорости.

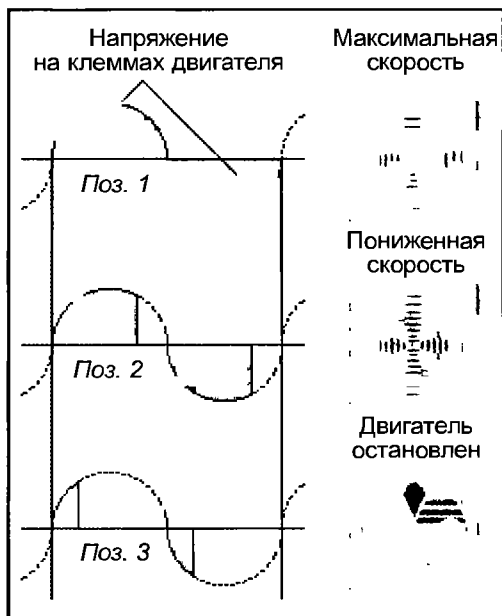


Рис. 55.6.

Примечание. Метод “срезания” части амплитуды переменного тока может использоваться только тогда, когда однофазные двигатели предназначены для привода агрегатов с низким моментом сопротивления. Если речь идет о трехфазных двигателях (для привода машин с большим моментом сопротивления), то нужно использовать многоскоростные двигатели (см. раздел 65) или частотные преобразователи, гораздо более дорогостоящие и громоздкие, либо двигатели постоянного тока (эти два типа оборудования используются с приборами типа “Инвертор”).

Падение напряжения может происходить и в сети внешней энергосистемы: мы хорошо знаем последствия кратковременного отключения напряжения или падения напряжения, которые приводят к снижению яркости освещения. Мы знаем также, что необходимо соблюдать правила подбора сечения питающих проводов, чтобы ограничить падение напряжения на них до приемлемой величины. Однако, иногда падение напряжения может иметь и другие причины, не относящиеся напрямую к потерям напряжения в подводящих проводах.



Рис. 55.7.

Например, катушка электромагнита реле 24 В (вполне обычная), позволяющая управлять небольшим контактором, представленным на рис. 55.7, в момент срабатывания электромагнита потребляет ток 3 А, а в режиме удержания потребляемый ток составляет 0,3 А (то есть в 10 раз меньше).

То есть электромагнит при включении потребляет ток, равный десятикратному току режима удержания. Хотя продолжительность включения очень короткая (около 20 мс), это иногда может оказывать заметное влияние в больших командных цепях, имеющих много контакторов или реле. Действительно, рассмотрим схему на рис. 55.8.

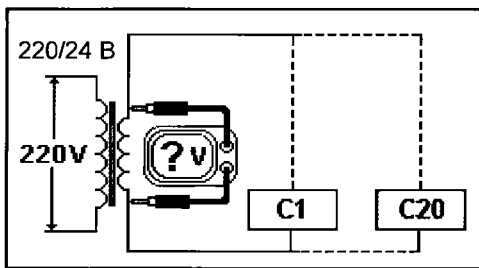


Рис. 55.8.

В ней установлено 20 контакторов, от C1 до C20 (поскольку размеры страницы ограничены, контакторы с C2 по C19 на схеме не показаны).

После выключения тока все 20 контакторов находятся в ждущем режиме. Как только ток включится, они *одновременно* сработают.

Поскольку каждый контактор потребляет при срабатывании 3 А, через вторичную обмотку трансформатора пойдет ток, равный $3 \times 20 = 60\text{А}$!

Если вторичная обмотка имеет сопротивление 0,3 Ом, то падение напряжения на ней в момент срабатывания контакторов составит $0,3 \times 60 = 18\text{ В}$. Тогда напряжение питания контакторов составит всего 6 В (см. рис. 55.9), и они могут не сработать.

При этом, и трансформатор, и проводка будут *сильно перегреваться*, а контакторы начнут гудеть, но не смогут перебраться в режим удержания, что будет продолжаться до тех пор, пока не сгорит предохранитель или не сработает автомат защиты.

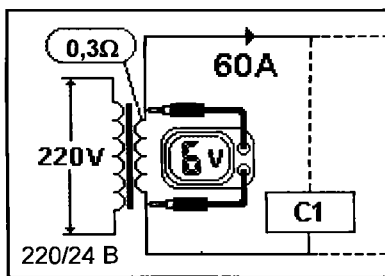


Рис. 55.9.

Если вторичная обмотка трансформатора имеет сопротивление 0,2 Ом, в момент включения питания контакторов падение напряжения на ней составит $0,2 \times 60 = 12\text{ В}$. Контактры при этом будут запитаны только 12 В вместо 24 В, и утверждать, что они сработают, нет никаких оснований. Если же они не сработают, ток в цепи останется аномально высоким, также как и в предыдущем примере.

Проблема сопротивления вторичной обмотки объясняет, почему напряжение холостого хода на выходе трансформатора более значительное, чем напряжение под нагрузкой. Чем больше потребляемый ток, тем ниже выходное напряжение.

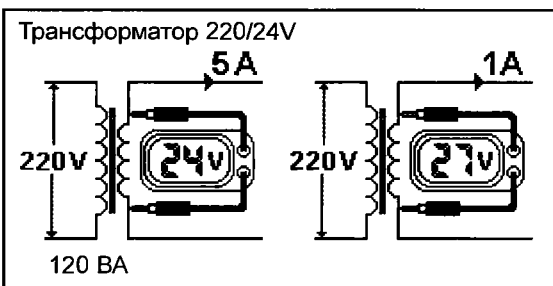


Рис. 55.10.

В примере на рис. 55.10 трансформатор 220/24 В имеет мощность 120 ВА и запитан напряжением 220 В.

Когда трансформатор выдает ток 5 А, замер выходного напряжения дает нам величину 24 В ($24 \times 5 = 120\text{ ВА}$).

Однако, когда потребляемый ток падает до 1 А, выходное напряжение повышается, достигая, например, 27 В. Это напряжение, вызвано влиянием сопротивления провода вторичной обмотки.

Если ток падает, выходное напряжение растет. И наоборот, если потребляемый ток больше 5 А, выходное напряжение становится ниже 24 В и трансформатор начинает перегреваться (напомним, что нагрев зависит от квадрата тока).

Итак, слишком маломощный трансформатор может вызвать серьезные проблемы: *поэтому нельзя пренебрегать подбором мощности трансформаторов!*

3) Как настраивать тепловое реле?

Если ток удваивается, обмотка греется в 4 раза сильнее!

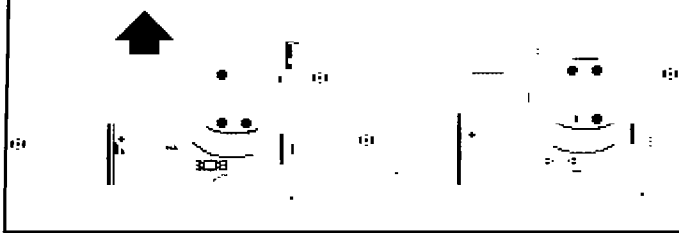


Рис. 55.11.

Реле тепловой защиты предназначено, главным образом, для защиты двигателя от **незначительной по величине, но продолжительной перегрузки** по току. Напомним, что двигатель нагревается пропорционально квадрату потребляемого тока ($P = R \times I^2$). Таким образом, если потребляемый ток возрастает в 2 раза (см. рис. 55.11), нагрев двигателя увеличивается в 4 раза.

Конечно, идеальным вариантом тепловой защиты был бы такой вариант, при котором двигатель очень быстро отключался бы от сети при превышении заданного значения силы тока. Однако, в этом случае возможно срабатывание реле тепловой защиты на пусковом режиме, когда сила тока, в некоторые моменты, может в 8 раз превосходить номинальное значение. Поэтому, используемая конструкция (на основе трех биметаллических пластин) позволяет запустить двигатель без нежелательных отключений. Это достигается за счет установки в тепловое реле нагревательного элемента, который выбирается с учетом времени, необходимого для отключения двигателя в зависимости от тока, проходящего через нагревательный элемент.

Кривая на рис. 55.12 построена для наиболее благоприятного случая, когда биметаллические пластины нагревательного элемента уже горячие (если эти пластины холодные, время отключения возрастает). Для теплового реле, настроенного на 10 А, при токе 10 А отключения не происходит вообще, что представляется вполне нормальным. Если ток растет до 15 А, тепловое реле отключит двигатель примерно через 80 с. При токе 40 А, отключение произойдет через 6 с, а при токе 60 А – через 3 с.

Рассмотрим теперь кривую на рис. 55.13, построенную для реле, настроенного на те же 10 А, но для случая, когда тепловое реле должно защищать трехфазный двигатель в случае обрыва одной из фаз (двигатель работает только с двумя обмотками).



Рис. 55.12.

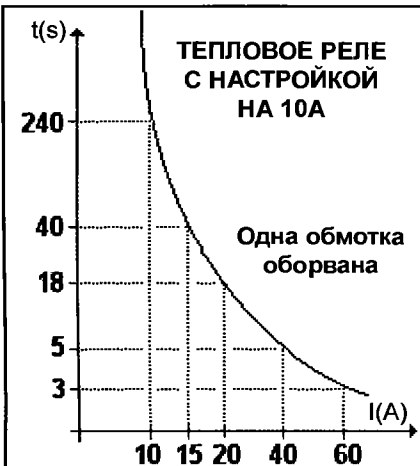


Рис. 55.13.

Если оставшиеся две обмотки потребляют 10 А, тепловое реле отключит двигатель примерно через 240 с (4 минуты). Если ток вырастет до 15 А, отключение произойдет примерно через 40 с. При токе в 20 А, тепловому реле для отключения двигателя потребуется 18 с, для 60 А – 3 секунды.

Как видим, настроенное на 10 А тепловое реле, в случае аномалий, отключает защищаемый двигатель через достаточно длительный отрезок времени.

Поэтому, тепловое реле никогда не следует настраивать на величину тока, превышающую номинальное значение (указанное на пластинке, прикрепленной к корпусу двигателя).

Часто случается, что двигатель потребляет ток *ниже*, чем указано на его корпусе. Это объясняется тем, что сила тока, указанная на корпусе, соответствует току, потребляемому при номинальном значении развиваемой двигателем мощности. Например, компрессор, оснащенный конденсатором с воздушным охлаждением, зимой потребляет ток ниже (давление конденсации меньше), чем летом (давление конденсации больше). В этом случае, реле тепловой защиты должно быть настроено на максимальное значение потребляемой силы тока, *не превышающее, однако, силы тока, указанной на корпусе* (иначе для чего нужна табличка с характеристиками двигателя?).

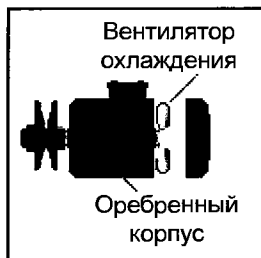


Рис. 55.14.

В двигателе, представленном на рис. 55.14, перегрев обусловлен неисправностью охлаждающего вентилятора (лопасти погнуты или проскальзывают по валу). При этом, тепловое реле не может реагировать на аномальное повышение температуры двигателя или его обмоток.

То же самое произойдет, если оребренный корпус двигателя чрезмерно загрязнится: охлаждение обмоток ухудшится и двигатель начнет сильно перегреваться. В этом случае реле тепловой защиты также не сможет ничего сделать, поскольку потребляемый ток не возрастает. Только встроенная тепловая защита (предусмотренная разработчиком) способна обнаружить опасное повышение температуры и вовремя выключить двигатель.

С другой стороны, повышение потребляемой двигателем силы тока может быть вызвано механическими неисправностями (например, заклинивание подшипника в двигателе или приводимом агрегате). Это повышение силы тока (которое будет происходить довольно медленно, с той же скоростью, что и увеличение силы трения в подшипнике), рано или поздно, вызовет отключение двигателя тепловым реле или встроенной тепловой защитой, если она существует (в этом случае двигатель оснащен двойной системой тепловой безопасности, что может быть тем более полезным, поскольку двигатель является важнейшим элементом установки).

Чтобы дополнить наши сведения о тепловых реле, напомним, что они выполняют свои функции для каждой из обмоток в отдельности. Это означает, что если 3 биметаллических пластинки нагреваются по-разному (например, если в одной из обмоток имеется обрыв, две других нагреваются), реле отключает двигатель (см. кривую на рис. 55.13).

Функция дифференциального межфазного реле, которую при этом выполняет тепловое реле, дает неоспоримые преимущества в случае использования трехфазного двигателя (см. поз. 1 на рис. 55.15), однако требует специальной схемы подключения в случае использования однофазного двигателя.

В самом деле, если подключить реле так, как показано на поз. 2 рис. 55.15, правая пластина не будет нагреваться и через несколько минут после начала работы реле выключит двигатель.

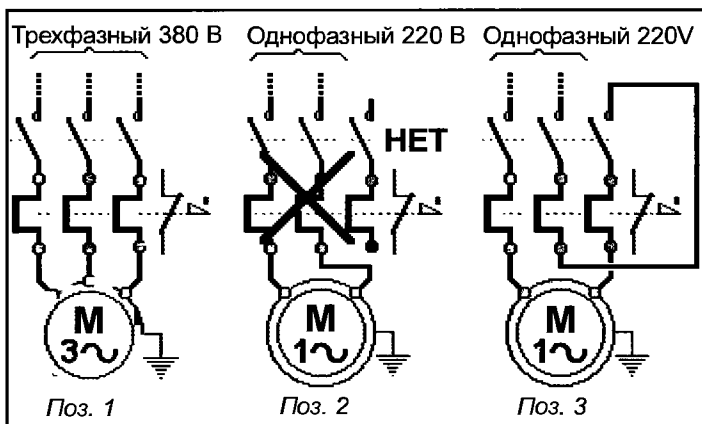


Рис. 55.15.

То есть реле необходимо подключать таким образом, чтобы все три биметаллические пластины пропускали одинаковый ток (см. поз. 3 на рис. 55.15).

Наконец, напомним, что тепловое реле оказывается совершенно бесполезным для защиты от перегрева электронагревателей, поскольку этот тип потребителя рассчитан на постоянную силу тока ($I = U / R$). Если в электронагревателе произошло короткое замыкание, гораздо более эффективным средством его защиты является простой плавкий предохранитель, который к тому же, значительно дешевле.

4) Для чего нужны плавкие предохранители серий **gI** и **aM**?

Мы видели, что тепловое реле служит для защиты двигателя от продолжительного, но не-большого превышения номинальной силы тока. Однако, в случае короткого замыкания потребителя, тепловое реле будет слишком инерционным и громадный ток, проходящий в цепи при коротком замыкании, может привести к значительным повреждениям (расплавлению проводов и кабелей, пожару). Поэтому, для защиты установки от короткого замыкания, используются плавкие предохранители.

Рассмотрим рабочую кривую промышленного плавкого предохранителя серии **gI**, рассчитанного на номинальный ток **10А** (см. рис. 55.16).

При токе 10 А, проходящем через этот предохранитель, последний никогда не расплавится (что *априори* представляется нормальным). Если ток достигает 25 А, предохранитель расплавится через 6 секунд, а при токе 60 А – через 0,1 секунды.

Такой предохранитель нельзя использовать для защиты короткого замыкания двигателя с номинальным током 10 А. В самом деле, если пусковой ток достигнет значения 60 А, а продолжительность пускового периода превысит 0,1 секунды (что случается очень часто), предохранитель расплавится при первой же попытке запуска двигателя.

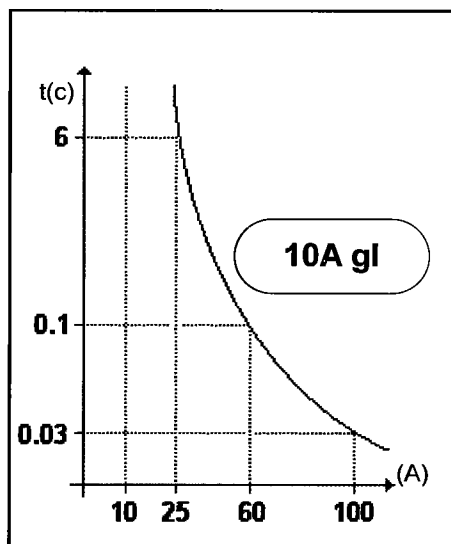


Рис. 55.16.

Следовательно, эта серия предохранителей (**gI**) может использоваться для защиты от короткого замыкания таких потребителей, у которых пусковой ток либо вовсе не отличается от номинального (например, электронагреватели), либо продолжительность пускового периода чрезвычайно короткая (например, лампы накаливания, подобные тем, которые приведены на рис. 54.39).

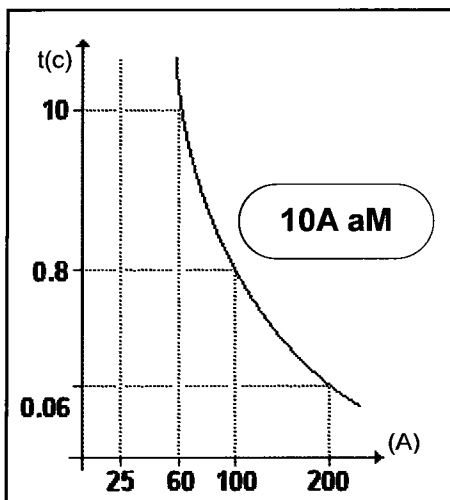


Рис. 55.17.

Рассмотрим теперь кривую плавкого предохранителя серии аМ (совместимого с двигателем), также рассчитанного на номинальный ток 10 А (см. рис. 55.17).

Видно, что предохранитель этой серии способен бесконечно долго выдерживать ток 25 А без отключения потребителя. При прохождении через него тока в 60 А, он выдерживает до расплавления 10 секунд (вместо 0,1 с для серии gI), что вполне достаточно для запуска двигателя. С другой стороны, при возникновении короткого замыкания, он очень быстро отключит сеть от потребителя, ограничивая ток короткого замыкания вполне допустимой величиной.

Следовательно, эта серия предохранителей (аМ) предназначена для защиты от короткого замыкания потребителей, имеющих продолжительный период действия пускового тока (например, электродвигатели) или характеризующихся очень высоким значением пускового тока с коротким временем действия (например, первичная обмотка трансформатора, что менее распространено).

Подбор плавких предохранителей (и электромагнитных автоматов защиты, которые все шире приходят им на смену) является достаточно сложной и, зачастую, не вполне изученной задачей, хотя они и могут оказаться причиной многих аномалий в работе установки. Поэтому, автор призывает вас к изучению многочисленной технической документации различных разработчиков этих устройств, если вы желаете пополнить свои знания в данной области.*

* В настоящее время широко используются регулируемые автоматы защиты двигателей, которые совмещают в себе функции теплового реле и предохранителей типа аМ, что позволяет, при правильном подборе и настройке автомата, надежно защитить двигатель. Поэтому, все вышеуказанное о тепловых реле и предохранителях типа аМ, можно отнести и к регулируемым автоматам защиты двигателей. Тем не менее, при выборе автомата, мы рекомендуем строго следовать рекомендациям производителя.

Вместо предохранителей типа gI в настоящее время широко используются нерегулируемые автоматы защиты. (прим. ред.)

56. РАЗЛИЧНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ХОЛОДИЛЬНОГО КОНТУРА

1) Полезно ли для обезвоживания срывать вакуум в контуре?

При каждом вмешательстве в работу холодильного контура, требующем его вскрытия, в него может попадать воздух. Но мы знаем, что в атмосферном воздухе содержатся пары воды, которые могут оказаться причиной возникновения опасных кислот *при контакте влаги с большинством обычных хладагентов* (далее мы увидим, что для новых хладагентов типа HFC и новых масел, эта проблема будет еще серьезней).

Если снаружи открытой трубки имеется конденсат...



... он будет также и внутри трубки

Рис. 56.1.

Чтобы исключить такую опасность, абсолютно необходимо воспрепятствовать попаданию воздуха в контур. Поэтому, любое вмешательство в работу контура с его вскрытием должно производиться с соблюдением определенных правил и требований, обстоятельно изложенных во многих учебниках.

Несмотря на это, мы напомним, что при демонтаже какого-либо узла для его обслуживания (например, ТРВ), *если он покрыт конденсатом или льдом снаружи, то внутри него, в корпусе или в патрубках, также начнет конденсироваться влага* (см. рис. 56.1).

В результате, количество влаги, попадающее таким путем в контур, оказывается очень большим, и этот вид ошибки, часто совершаемой неопытными ремонтниками, становится причиной сгорания встроенных двигателей герметичных компрессоров!

Перед заправкой новой установки (или установки, которую опорожнили для проведения технического обслуживания) хладагентом необходимо не только проверить ее герметичность, но и удалить атмосферный воздух (насыщенный влагой), который обязательно находится внутри контура.

Для удаления воздуха и влаги контур вакуумируют. Однако, применяемые при этом вакуумные насосы, не столь совершенны, чтобы полностью удалить воздух из контура. Поэтому, *после окончания вакуумирования в нем всегда остается какое-то количество воздуха и влаги* (см. рис. 56.2). Заметим, что *влаги в контуре остается тем больше, чем хуже вакуумный насос, и чем больше оператору не хватает времени или мастерства.*



Влага остается

Рис. 56.2.

Установку наддувают сухим азотом марки R



Азот поглощает влагу

Рис. 56.3.

Чтобы повысить качество обезвоживания часто используется такой прием, как заполнение холодильного контура после вакуумирования азотом марки "R" (холодильного качества, то есть совершенно обезвоженным). *Заметим, что использование хладагента для заполнения отвакуумированного контура, ранее широко распространенное, отныне запрещено (особенно, если речь идет о хладагентах категории ХФУ) по соображениям охраны окружающей среды.* Следовательно, установку наддувают азотом до давления, слегка превышающего атмосферное, например, на 0,5 бар (см. рис. 56.3). Большое количество азота, поданное в контур, без проблем поглощает небольшой объем влаги, оставшийся в контуре после вакуумирования. *Следовательно, сухой азот становится влажным азотом.*

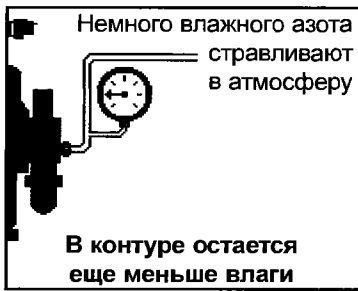


Рис. 56.4.

После этого, давление в контуре стравливают в атмосферу до величины, например, 0,1 бар избыточного (см. рис. 56.4).

При этом, часть влажного азота выходит из контура. Следовательно, сбрасываемый азот уносит с собой из контура часть влаги и внутри контура влаги остается меньше, чем ранее.

Если теперь вновь откачать установку, влажный азот будет из нее удален, а вместе с ним и та часть влаги, которая оставалась в контуре после первого вакуумирования (см. рис. 56.5). Когда повторное вакуумирование будет закончено при той же глубине вакуума, что и на рис. 56.2, в контуре обязательно будет гораздо меньше влаги, чем ранее.



Вместе с влажным азотом удаляется еще часть влаги

Рис. 56.5.

Такой прием особенно привлекателен тем, что он позволяет удалить из контура гораздо больше влаги, чем простое вакуумирование.

Заметим, что повторяя эту операцию, то есть наддувая установку сухим азотом еще раз, можно удалить из контура еще какую-то часть остающейся там влаги. Впрочем, часто рекомендуемый способ обезвоживания контура, заключается в трехкратном осуществлении такого приема (способ тройного вакуумирования).



Длительность вакуумирования может быть снижена в 2 раза за счет максимально возможного уменьшения потерь давления во всасывающей трубке вакуумного насоса. Для вакуумирования используйте шланги из вакуумной резины минимальной длины и максимального диаметра. Избегайте использования в соединительных трубках обратных клапанов с шаровыми запорными элементами (такие клапаны приводят к большим потерям давления) и убирайте их из соединений. При любом используемом способе обезвоживания, емкость фильтра-осушителя должна позволять улавливать всю остаточную влагу, которая будет еще находиться в контуре.

2) Почему при заправке газовой фазой баллон с хладагентом охлаждается!

В большинстве случаев, особенно когда количество заправляемого в установку хладагента достаточно велико, а специалист, осуществляющий заправку, имеет большой опыт, заправка установки, с целью выигрыша во времени, производится жидким хладагентом. Однако иногда, например, при необходимости введения в контур небольшого количества хладагента, можно подавать в установку хладагент, находящийся в газовой фазе (далее мы увидим, что для некоторых новых хладагентов, представляющих собой смесь нескольких индивидуальных веществ, заправку нужно обязательно осуществлять только в жидкой фазе).

Не все заправочные баллоны оснащены одновременно и жидкостным, и газовым вентилями. Если на баллонах установлен только один вентиль, большинство из них оборудуются сифонной трубкой, погруженной в жидкость, и доходящей почти до самого днища баллона, поэтому, чтобы через эту трубку на вход вентиля поступал только газ, баллон, как правило, нужно перевернуть.

Перед тем, как продолжить изложение, вспомним первую часть настоящего руководства (см. раздел 1. "Влияние температуры и давления на состояние хладагентов"). Жидкость смирно покоится на дне баллона, будучи подверженной действию двух взаимно уравновешенных сил (см. рис. 56.6): наружной (внешней) силы F_e и внутренней силы F_i .

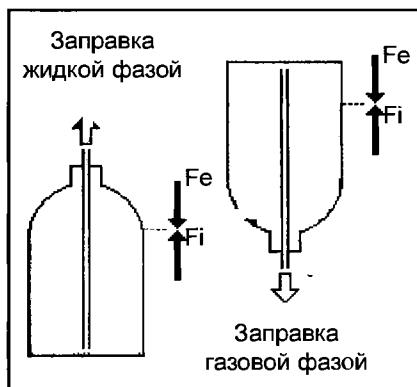


Рис. 56.6.

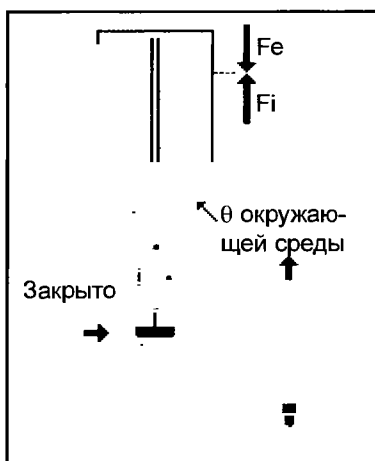


Рис. 56.7.

Так как эти силы находятся в равновесии, жидкий хладагент не может закипеть. Для того, чтобы жидкость начала кипеть, достаточно, чтобы или повысилась внутренняя сила F_i (например, если жидкость подогреть), или уменьшилась внешняя сила F_e (например, если баллон сообщить с атмосферой).

Допустим, что вначале баллон и его содержимое находятся при температуре окружающей среды (например, 20°C), и соединим его со всасывающим патрубком компрессора (см. схему на рис. 56.7).

Вентиль баллона закрыт и 2 силы F_e и F_i равны между собой. Следовательно, жидкость смирно покоится в баллоне. Поскольку баллон перевернут, его верхнее днище стало нижним и конец сифонной трубки находится в зоне, где присутствует только газ.

Теперь представим, что включили компрессор. Давление во всасывающей магистрали начнет быстро падать (поскольку в установке не хватает хладагента). Для того, чтобы начать заправку, откроем вентиль на баллоне.

В этот момент давление в баллоне гораздо выше давления в контуре, компрессор всасывает пары хладагента, находящиеся в верхней части баллона, что тотчас же приводит к быстрому падению F_e .

Так как F_i становится больше, чем F_e , равновесие сил нарушается и жидкость начинает кипеть (см. рис. 56.8)

Но для кипения жидкости необходимо тепло!

Заклученная в баллоне жидкость может отбирать необходимое для своего кипения тепло только у самой себя, баллона и окружающей среды. Поэтому, по мере продолжения заправки, та часть баллона, где находится жидкость, охлаждается.



Рис. 56.8.

Если количество газа, заправляемого в контур, велико, то количество жидкости, которая должна испариться, чтобы образовать этот газ, также велико. Чем больше количество выкипающей жидкости, тем больше нужно будет тепла для ее кипения. *Вот почему баллон может охладиться настолько, что на всей поверхности баллона, которая соприкасается с жидкостью, может появиться снежная шуба (см. рис. 56.9).*

Но, поскольку температура жидкости падает, давление в баллоне также уменьшается!

Итак, по мере продолжения заправки газом, давление в баллоне уменьшается в соответствии с соотношением “давление-температура” для данной жидкости. Одновременно, НД в контуре растет, поскольку признаки нехватки хладагента постепенно исчезают.

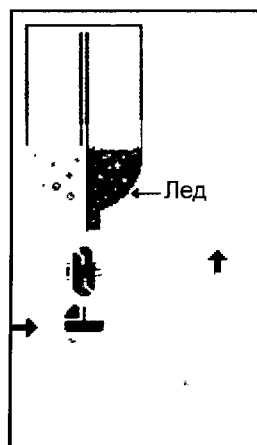


Рис. 56.9.

Таким образом, ΔP между баллоном и контуром по мере продолжения заправки падает. Поэтому, по мере продолжения заправки, уменьшается и количество всасываемого газа (*в пределе, если давление в баллоне стало бы равным давлению в контуре, хладагент вовсе не смог бы перетекать из баллона в компрессор*).

Следовательно, заправка установки хладагентом в газовой фазе является длительной процедурой и может быть использована только при небольших количествах заправляемого хладагента.

Примечание. Если непременно требуется заправлять установку газовой фазой, процедуру заправки можно ускорить, например, оборудуя баллон специальным обогревателем, опоясывающим его корпус, или погружая баллон в горячую воду (не более 45°C), чтобы воспрепятствовать охлаждению жидкости.



ВНИМАНИЕ, ОПАСНОСТЬ! *Никогда не подогревайте баллон открытым огнем или пламенем горелки (температура пламени может превышать 2000°C). Баллон очень быстро может взорваться прямо в ваших руках!*

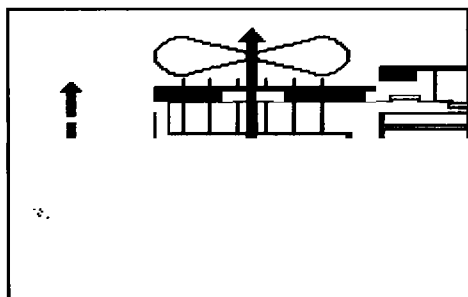


Рис. 56.10.

Воспользуемся случаем, чтобы упомянуть о неисправности, которая может возникнуть, если сифонная трубка в ресивере с жидким хладагентом сломана (к счастью, довольно редкой).

В этом случае в жидкостной магистрали могут находиться только всасываемые из ресивера пары и компрессор очень быстро выключается по команде предохранительного реле НД. Низкое давление P_e , устанавливающееся при этом над жидкостью, обуславливает очень интенсивное кипение в ресивере (а, следовательно, и охлаждение последнего), что приводит к новой попытке запуска.

Ремонтник сможет легко распознать неисправность, заставляя компрессор работать и констатируя сильное охлаждение нижней части ресивера (см. рис. 56.10).

3) Как контролировать влажностный режим!

Эта тема настолько широка и сложна, что сама по себе, она заслуживает освещения в отдельном объемном учебнике.

При этом, она не является предметом рассмотрения нашего руководства, которое полностью посвящено проблемам ремонта. Способы увлажнения или осушения воздуха, используемые при его кондиционировании, подробно рассмотрены во многих источниках. Однако информация, касающаяся поддержания нормального влажностного режима в холодильных камерах, встречается гораздо реже. Вместе с тем, в зависимости от природы и типа продукции, помещаемой в холодильные камеры, неблагоприятный влажностный режим может вызвать такие же нежелательные последствия, как слишком высокая или слишком низкая температура (см. раздел 59).

Для начала спросим себя, откуда берется иней, который появляется на ребрах и трубках испарителя (см. рис. 56.11)? Если имеется иней, значит есть вода, которая конденсируется на холодной поверхности испарителя, а потом замерзает, когда температура испарителя становится отрицательной.

Но откуда берется вода?

С одной стороны, эта вода попадает в камеру вместе с наружным воздухом (теплым и влажным), который проникает туда, например, при каждом открытии дверей.

С другой стороны, вода содержится в заложенных на хранение продуктах, которые выделяют влагу. В самом деле, большинство продуктов питания содержит значительное количество воды, потому что более 70% массы отдельных продуктов состоит исключительно из воды.

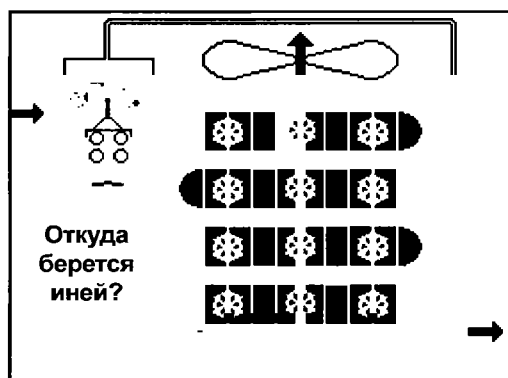


Рис. 56.11.

Например, говяжье мясо может содержать более 72% воды, а это означает, что на 1000 кг говядины приходится 720 кг воды. *Сильно преувеличивая*, представим себе физиономию мясника, который, купив и положив на хранение в свой холодильник 1000 кг говядины, найдет там, спустя какое-то время, только 280 кг сухой и черной “тухлятины”, поскольку 720 кг воды превратились в иней на испарителе и вытекли через сточный патрубок в результате ряда последовательных циклов размораживания!

Продолжая этот пример, заметим, что чем суше воздух в холодильной камере, тем больше будет высыхать и чернеть находящееся там мясо. И наоборот, если воздух в камере слишком влажный, мясо высыхает гораздо меньше, однако оно приобретает скверный липкий вид, причем обе этих неприятности могут происходить, даже если температура холодильной камеры поддерживается точно в заданных пределах.

В обоих случаях наш мясник должен будет срезать испорченные куски мяса, чтобы придать ему достойный вид, что дополнительно увеличит потерю веса.

Вот почему для каждого продукта существуют свои температурные и влажностные режимы, обеспечивающие наилучшую его сохранность. Например, поддержание температуры в холодильной камере на уровне +2°C при относительной влажности от 45 до 80% позволяет решить проблемы нашего незадачливого мясника.

В общем случае, при поддержании заданной температуры особых проблем не возникает, достаточно, чтобы номинальная холодопроизводительность установки отвечала требуемому значению, а регулятор температуры был бы в исправном состоянии и имел нужную настройку.

Однако, для поддержания требуемой влажности необходимо, чтобы вначале был соответствующим образом подобран испаритель. В самом деле, легко представить себе, что для одного и того же продукта, с понижением температуры кипения, будет понижаться температура испарителя, следовательно на нем будет образовываться больше инея и воздух в камере будет осушаться сильнее (а, вместе с воздухом, и помещенный в камеру продукт). Действительно, представляется очевидным, что при температуре кипения -4°C инея будет меньше, чем при -20°C, а, следовательно, сохраняемые продукты при температуре кипения -4°C высыхают меньше, чем при -20°C.

При температуре в холодильной камере +2°C, если давление испарения соответствует температуре -4°C, полный перепад $\Delta\theta_{\text{полн}}$ равен 6 К, а если давление испарения соответствует температуре -20°C, полный перепад $\Delta\theta_{\text{полн}}$ равен 22 К.

i Таким образом, можно утверждать, что чем выше $\Delta\theta_{\text{полн}}$, тем сильнее будет осушаться воздух в холодильной камере.

Жирная кривая на рис. 56.12 позволяет нам дать понятие относительной влажности, которую можно обеспечить в холодильной камере в зависимости от $\Delta\theta_{\text{полн}}$ испарителя.

Итак, при $\Delta\theta_{\text{полн}}$ равном 6 К, влажность в камере будет близка к 87%, тогда как при $\Delta\theta_{\text{полн}}$ равном 10 К, она составит около 77%.

Вот почему для обычного торгового холодильного оборудования большинство испарителей выбираются исходя из условия обеспечения $\Delta\theta_{\text{полн}}$ между 6 и 10 К.



Рис. 56.12.

57. ПРОБЛЕМЫ СЛИВА И ПОВТОРНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ХЛАДАГЕНТА

Проблемы, связанные с выбросом хладагентов в атмосферу, уже давно очень широко обсуждаются в средствах массовой информации. Крайне неблагоприятное воздействие хладагентов типа CFC (и в меньшей мере типа HCFC) на озоновый слой и на повышение парникового эффекта в настоящее время хорошо известно.

После подписания известного Монреальского протокола, *нравится нам это или нет*, международные инстанции начали осуществлять политику, предусматривающую окончательное *запрещение эксплуатации хладагентов категории CFC (R11, R12, R500, R502...)* к 2000-му году, *с полной остановкой их производства после 31.12.94 года* (за исключением развивающихся стран). Их использование во многих странах жестко регламентировано даже в рамках технического обслуживания действующих установок.*

Производство хладагентов категории HCFC (R22, R123...) должно снижаться, начиная с 01.01.96 г. с тем, чтобы *окончательно прекратиться* в начале XXI-го века. Полная остановка их производства, предусмотренная вначале к 2030-му году, под давлением некоторых стран, возможно, произойдет к 2015 году.**



Начиная с 1 января 2004 года в странах ЕЭС запрещено использовать R22 в новых установках.

Во вновь разрабатываемых и создаваемых установках в настоящее время *становится необходимым* использование хладагентов категории HFC (R134a, R404A, R407C, R410A...), которые считаются экологически чистыми, следовательно данное обстоятельство должно учитываться уже на стадии проектирования.***

В существующих установках, уже использующих хладагенты категории CFC, сложности со снабжением этими хладагентами, высокие цены на них, должны обусловить их замену переходными хладагентами категории HCFC (FX10, FX56, DP40, HP80, HP81...) всякий раз, когда будет предоставляться такая возможность, помня однако, что эти хладагенты являются смесями на основе R22, то есть хладагента категории HCFC (ГХФУ), призванного в обозримое время исчезнуть.

Параллельно с этими ограничениями, государственные органы власти начинают вполне профессионально интересоваться предприятиями, имеющими холодильные установки, в которые заправляется больше 2 кг хладагента (а в некоторых странах, даже более 1 кг). Можно предположить, что **вне зависимости от количества хладагента, содержащегося в установке**, законодательные ограничения будут ужесточаться для такой категории холодильных установок как автомобильные кондиционеры.

Например, предприятия Франции (закон от 07.12.92 г.) должны предоставить полный комплект сведений об уровне профессиональной подготовки монтажников и эксплуатационников, а также документацию на установку, чтобы быть зарегистрированными в ближайшей префектуре после заключения национальной комиссии по CFC Французской Ассоциации Холода (AFF). Они должны также соблюдать новые правила эксплуатации установок (технические и организационные) при том, что законодательство вполне может еще более ужесточиться.

* В России производство хладагентов категории CFC (ХФУ) прекращено с 20 декабря 2000 г. (Постановление Правительства РФ от 19.12.2000 г. № 1000) (прим. ред.).

** В России это должно произойти к 01.01.2030 г. (Постановление Правительства РФ от 27.08.2005 г. № 539) (прим. ред.).

*** Эти хладагенты являются озонобезопасными, но не экологически чистыми (прим. ред.)

Вместе с тем, независимо от экологических и административных ограничений, предстоящий дефицит CFC (в ближайшее время) и HCFC (в обозримом будущем) должен заставить специалистов осознать грядущие проблемы.

Отсюда становится понятной важность проблемы повторного использования хладагентов, в особенности категории CFC, с целью возможности, по крайней мере в первое время, продолжать эксплуатацию существующих установок с минимальными издержками. Действительно, поскольку повторное использование хладагентов разрешено Монреальским протоколом, это может позволить частично подстраховаться, в основном от предполагаемого дефицита CFC.

Предметом настоящего раздела является краткий обзор технических принципов и основ операций по сливу, очистке и повторному применению традиционных хладагентов, используемых в кондиционерах и холодильном торговом оборудовании.

А) Баллоны для слива хладагентов

Эти баллоны, окрашенные в стандартный зеленый цвет (под фтор), поступают в распоряжение потребителей от поставщиков хладагентов. *Они поставляются отвакуумированными и в дальнейшем мы увидим, что это будет очень полезно для нас.*

На поз. 1 (рис. 57.1) изображен баллон для хладагента в состоянии поставки. Большинство баллонов снабжены двумя вентилями. Жидкостной вентиль “Ж” внутри баллона соединяется с сифонной трубкой, доходящей до дна баллона. Газовый вентиль “Г” связан с трубкой, доходящей до максимального уровня заполнения баллона (80%).

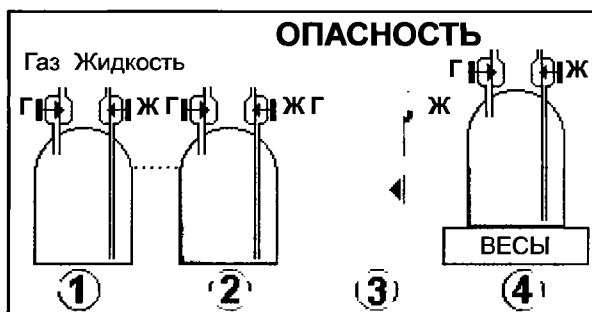


Рис. 57.1.

На поз. 2 и 3 показаны допустимый и недопустимый уровни заполнения баллона соответственно. *Баллоны никогда нельзя заполнять больше, чем на 80% их объема, а также хладагентами, марка которых не указана на их наружной поверхности.* В самом деле, давление в переполненном баллоне (или баллоне, заправленном непредусмотренным хладагентом) может достигать таких величин, что появится огромный риск очень тяжелой аварии (при 20°C давление насыщенных паров R12 составляет 4,7 бара, R502 – 10 бар, а R23 – более 40 бар).

Поз. 4. Поэтому любая операция по сливу хладагента в баллон требует предварительного знания (или оценки) массы хладагента, содержащегося в установке, с целью подбора одного или нескольких баллонов для слива, приспособленных для данного хладагента и имеющих достаточный объем. Использование весов (см. поз. 4 на рис. 57.1) необходимо, чтобы максимальная масса хладагента в баллоне не превышала допустимого значения, в зависимости от его объема. Например, для обычных CFC, сливной баллон полезным объемом 12 литров, может содержать максимум 12,5 кг хладагента (баллон на 27 литров вмещает 24 кг, на 88 литров – 86 кг).

В частности, во время процедуры слива хладагента из установки, никогда не покидайте рабочее место (даже на мгновение, говоря себе: “я сейчас вернусь”), если нет абсолютной уверенности в том, что используемый сливной баллон сможет принять весь оставшийся хладагент с заполнением, не превышающим 80% его полезного объема.

В случае поломки весов, *контроль заполнения баллона* можно осуществлять с помощью газового вентиля “Г”, слегка открыв его и следя за тем, чтобы из него выходил только газ (поскольку такой способ связан с выбросом хладагента в атмосферу, его использование, конечно, должно быть максимально ограниченным). Если из газового вентиля начинает выходить жидкость (момент начала выхода жидкости легко фиксируется), значит уровень хладагента в баллоне достиг или превысил 80%.

Поскольку сливаемый хладагент предназначен для повторного использования, напомним, что отныне предприятие может получить премию за каждый килограмм повторно используемого хладагента при соблюдении некоторых условий (с точностью до незначительных допустимых величин, в баллоне не должно быть другого хладагента, воды или масла).



ВНИМАНИЕ! *Поэтому никогда не следует смешивать 2 разных хладагента в одном сливном баллоне.*

Кроме того, что получившаяся смесь будет непригодна для повторного использования, ее уничтожение является очень дорогостоящей процедурой. Точно также количество масла, воздуха или воды, присутствующее в сливаемом хладагенте, должно быть крайне незначительным, поэтому при работе по сливу необходимо принять максимум предосторожностей (очистка шлангов, перекачивающих агрегатов и т.д.). Добавим, что каждый баллон, предназначенный для слива в него хладагента, должен иметь паспорт с указанием типа хладагента, максимально допустимой заправляемой массы, юридического названия предприятия, фамилии холодильщика, причем этот паспорт всегда поставляется вместе с баллоном, во избежание ошибок. **Дополнительные технические характеристики баллонов вы сможете узнать, обратившись к вашему поставщику.**

Перед тем, как более подробно рассмотреть различные способы слива, напомним, что в жидком состоянии хладагент занимает гораздо меньший объем, чем то же количество того же хладагента в газообразном состоянии (см. раздел 1. “Влияние температуры и давления на состояние хладагента”).



Поэтому, по мере возможности, слив хладагента всегда предпочтительнее осуществлять в жидком состоянии, нежели в газообразном, потому что в этом случае продолжительность процедуры слива может быть сокращена в 30-40 раз!

Это замечание особенно существенно при больших количествах сливаемого хладагента. Когда вся жидкость будет перелита в баллон, в установке остается хладагент в газовой фазе, которая составляет порядка 10% от полной массы заправки. Эта фаза должна быть извлечена из контура с помощью станции регенерации (установки для сбора хладагента), причем *те 10% заправки, находящиеся в газовой фазе, которые пройдут через компрессор станции регенерации, создают гораздо меньшую опасность повреждения компрессора, особенно если извлекаемый хладагент загрязнен кислотами.*

Каким бы ни был используемый способ слива хладагента, отныне запомним, что все соединительные магистрали между баллоном и станцией регенерации (установкой для сбора хладагента) должны иметь минимально возможные потери давления с целью максимального ускорения процедуры слива. В некоторых случаях длительность процедуры слива может быть снижена более, чем на 40%, только за счет использования коротких сливных шлангов диаметром 3/8” вместо длинных шлангов диаметром 1/4”.

Б) Слив хладагента под действием силы тяжести

Для использования этого метода необходимо, чтобы установка имела свой сливной вентиль (поз. 3 на рис. 57.2) в нижней части жидкостного ресивера. Вентиль выхода жидкости (поз. 1) должен быть закрыт, а компрессор установки должен работать. Вентиль (поз. 2) должен позволять отключение жидкостного ресивера и допускать возможность соединения газового вентиля сливного баллона (Г) с газовой полостью жидкостного ресивера.

Наконец, необходимо, чтобы сливной баллон (соответствующей вместимости) мог бы быть размещен под жидкостным ресивером.

Принимая во внимание конструкцию большинства установок, вы поймете, что этот метод может быть использован достаточно редко!

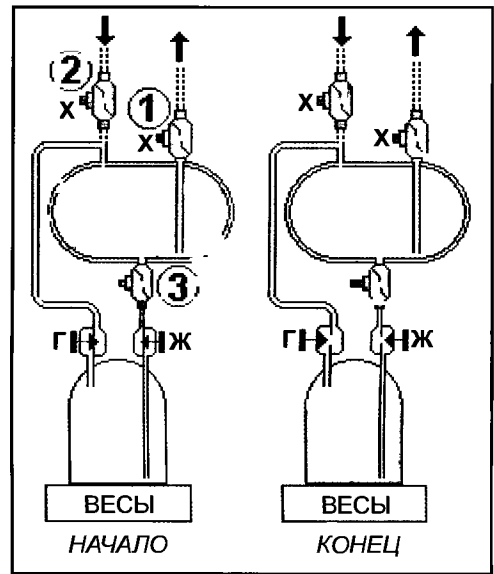


Рис. 57.2.

Когда осуществлены все условия и установка при помощи чистых шлангов подключена к баллону, перед началом слива необходимо снять показания весов, прежде чем жидкость из ресивера через вентиль поз. 3 и жидкостной вентиль (Ж) начнет поступать в баллон.

Поскольку баллон отвакуумирован, никогда не трогайте вентиль (Г)! В самом деле, в ресивере жидкость находится под давлением, а баллон отвакуумирован, поэтому разность давлений позволит обеспечить громадный расход сливаемой жидкости. По мере заполнения баллона, разность давлений между ресивером и баллоном будет уменьшаться и расход сливаемой жидкости также начнет падать. Наблюдая за показаниями весов, можно заметить: если вначале процесса слива масса жидкости в баллоне растет быстро, то, по мере выравнивания давлений, ее рост замедляется, хотя в ресивере еще остается жидкость!

Только когда расход сливаемой жидкости прекратится или станет слишком слабым, можно будет открыть вентиль (Г) баллона, что обеспечит завершение слива жидкости под действием силы тяжести, то есть самотеком. (Внимание! Баллон обязательно должен находиться под резервуаром).



ВНИМАНИЕ! Постоянно наблюдайте за показаниями весов с тем, чтобы никогда не превысить максимально допустимое заполнение баллона.

Когда вся жидкость перельется в баллон, показания весов будут оставаться неизменными. Тогда внутри установки останется только газ (около 10% массы полной начальной заправки), и нужно будет заканчивать опорожнение установки с использованием агрегата перекачки, что мы будем рассматривать ниже.

Описанный метод, основанный на принципе сообщающихся сосудов, имеет преимущества, которые заключаются в том, что для его реализации требуется очень мало дополнительного оборудования, а слив происходит достаточно быстро. Следовательно, этот метод особенно привлекателен в случаях, когда количество сливаемого хладагента значительно. К сожалению, очень немногие установки имеют конструкцию, позволяющую использовать данный метод.

В) Слив жидкого хладагента с помощью жидкостного насоса

Когда установка оборудована вентилями, необходимыми для применения метода самотека (который мы только что рассмотрели), но нет возможности разместить баллон *под ресивером*, можно рассмотреть использование жидкостного насоса (см. рис. 57.3).

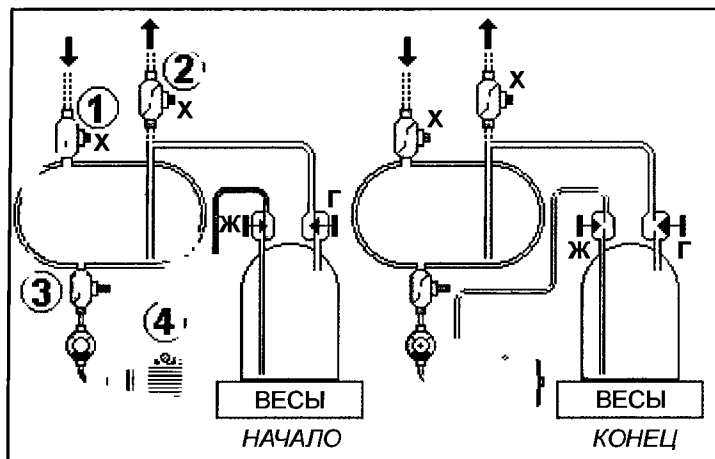


Рис. 57.3.

Как и в предыдущем случае, для накопления жидкости в ресивере необходимо, чтобы работал компрессор, а вентиль выхода жидкости (1) был закрыт. Далее ресивер отключают вентилем (2) и соединяют его газовую полость с вентилем (Г) баллона. Всасывающий патрубок насоса (4) подключают к сливному вентилю (3).

Внимание! Поршневые насосы при работе выталкивают перекачиваемую среду (следовательно, они достаточно шумные). Их конструкция одинаково позволяет им всасывать как жидкость, так и газ. Однако центробежные насосы предназначены только для всасывания жидкости, они не могут слишком долго всасывать пары без риска очень серьезных повреждений (см. раздел 77. "Кавитация насосов").

Поэтому, центробежный насос должен быть установлен как можно ниже под ресивером. и соединен с ним как можно более коротким шлангом максимального возможного диаметра. Эти предосторожности позволяют избежать, по мере возможности, кипения жидкости, вызванного падением давления на входе в насос (см. раздел 18 "Проблема внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали").

Этот метод позволяет очень быстро перекачать хладагент (с расходом до десятка килограмм в минуту) и, следовательно, является наиболее привлекательным для установок с очень большим количеством хладагента. Поскольку перекачка происходит очень быстро, баллон также быстро заполняется. Поэтому, еще более внимательно следите за показаниями весов, чтобы не превысить максимально допустимое заполнение баллона!

Когда вся жидкость будет перекачана в баллон, показания весов перестанут расти и нужно будет очень быстро остановить центробежный насос во избежание его повреждения (смотровое стекло на входе в насос может служить превосходным индикатором состояния всасываемого потока).

Тогда в установке останется только газ (около 10% от полной массы начальной заправки) и опорожнение установки надо будет заканчивать с использованием станции регенерации (установки для сбора хладагента).

Г) Слив жидкого хладагента за счет разности температур

Этот метод требует, чтобы вентиль выхода жидкости из жидкостного ресивера был оснащен патрубком отбора давления (см. поз. 1 на рис. 57.4), позволяющим накапливать хладагент в ресивере, в то время, как выходной патрубок этого вентиля соединен со сливным баллоном (этот момент, в дальнейшем, мы поясним).

Нужно также, чтобы баллон был *более холодным*, чем ресивер. Для этого потребуются лед и какая-нибудь емкость (например, большое ведро, как показано на рис. 57.4), либо помещение баллона в действующую холодильную камеру.

Внимание! Низкие температуры приводят к тому, что стенки баллона становятся более хрупкими, поэтому его нельзя охлаждать ниже -20°C .

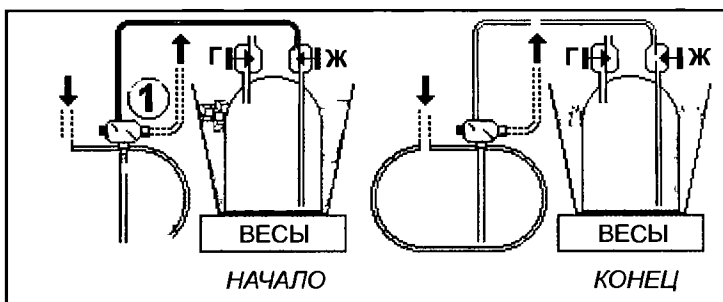


Рис. 57.4.

После того, как ресивер соединен с баллоном гибким шлангом (по возможности максимального диаметра и наиболее коротким), до начала перекачки жидкости через вентиль (поз. 1) и жидкостной вентиль “Ж” баллона, необходимо зафиксировать показания весов.

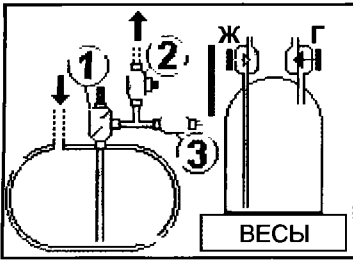
После этого, открыть вентиль “Ж”, в результате чего жидкость, благодаря вакууму, имеющемуся в баллоне, начнет перетекать в него из ресивера с большим расходом. **Поэтому, как и в предшествующем методе, в сливном баллоне необходимо наличие вакуума!**

Далее, жидкость продолжает перетекать в сливной баллон, благодаря разности температур между баллоном и ресивером. При этом, чем больше эта разность, тем быстрее происходит перекачка жидкости (чтобы поддерживать баллон достаточно холодным, необходимо постоянно добавлять лед в ведро). **Чтобы не допустить переполнения баллона, следует внимательно наблюдать за показаниями весов!**

Когда вся жидкость перельется в баллон, показания весов будут оставаться неизменными. В установке останется только газ (около 10% от полной массы начальной заправки) и опорожнение нужно будет заканчивать с помощью станции регенерации.

Этот метод, использующий принцип холодной стенки Ватта (эффект, изучившийся нами в разделе 28 “Проблема перетекания жидкого хладагента”), характеризуется тем, что требует сравнительно немного дополнительного оборудования и обеспечивает достаточно быструю перекачку, как и все методы слива хладагента в жидкой фазе. Более того, он может быть использован для гораздо большего числа установок, чем метод самотека, рассмотренный выше.

Однако, требования к конструкции выходного вентиля ресивера (поз. 1), которые обуславливают возможность использования данного метода, нуждаются в некоторых пояснениях.

Д) Проблемы выходного вентиля жидкостного ресивера**Рис. 57.5.**

Если вентиль выхода жидкости из ресивера (поз. 1 на рис. 57.5) не имеет патрубка отбора давления, то для обеспечения слива хладагента схему установки требуется доработать, добавив в нее два дополнительных вентиля согласно рис. 57.5.

Далее подготовка к сливу происходит следующим образом. При открытом вентиле (поз. 1) и закрытом вентиле (поз. 2) запускается компрессор и жидкий хладагент скапливается в ресивере. При этом вентиль (поз. 3), подключенный к сливному баллону, соединен непосредственно с сифонной трубкой ресивера, что позволяет слить хладагент из ресивера в баллон.



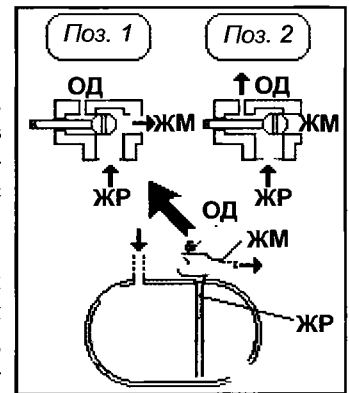
Будем надеяться, что в настоящее время разработчики, наконец, будут оснащать установку всем необходимым, чтобы обеспечить слив хладагента.

С другой стороны, даже если выходной вентиль снабжен патрубком отбора давления, могут иметь место два варианта:

1) Выходной вентиль установлен горизонтально (см. рис. 57.6)

Поз. 1. Шток вентиля находится в крайнем заднем положении, перекрывая магистраль отбора давления (ОД) и позволяя в этот момент соединить ресивер со сливным баллоном. Одновременно, жидкостной ресивер (ЖР) свободно сообщается с жидкостной магистралью (ЖМ).

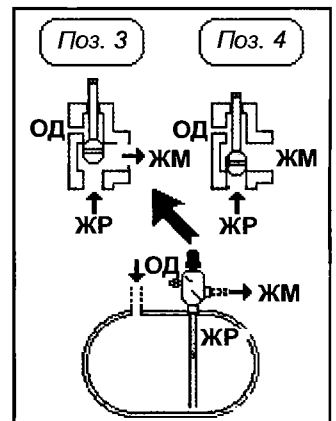
Поз. 2. Шток вентиля до упора введен вперед, перекрывая жидкостную магистраль (ЖМ). В этом положении появляется возможность с помощью компрессора собрать весь хладагент, находящийся в установке, в жидкостном ресивере. Одновременно сифонная трубка жидкостного ресивера (ЖР) соединена с патрубком отбора давления (ОД), что позволяет перекачивать хладагент из ресивера в сливной баллон.

**Рис. 57.6.**

2) Выходной вентиль установлен вертикально (см. рис. 57.7)

Поз. 3. Шток вентиля до упора выведен назад, перекрывая магистраль отбора давления (ОД) и тем самым позволяя соединить вентиль со сливным баллоном. Одновременно, жидкостной ресивер (ЖР) свободно сообщен с жидкостной магистралью (ЖМ). Отметим, что данная ситуация в точности повторяет представленную на поз. 1 (рис. 57.6).

Поз. 4. Шток вентиля до упора введен вперед, перекрывая выход из жидкостного ресивера (ЖР). В этом положении также появляется возможность с помощью компрессора собрать весь хладагент, находящийся в установке, в жидкостном ресивере.

**Рис. 57.7.**

В этом случае жидкостная магистраль, испаритель и всасывающая магистраль будут содержать только пары хладагента при невысоком давлении (чтобы добиться такого результата, необходимо шунтировать реле НД или настроить его на выключение компрессора при давлении, слегка превышающем атмосферное). Однако, этот вариант отличается от предшествующего тем, что магистраль отбора давления (ОД) теперь соединена с жидкостной магистралью (ЖМ), в которой находится только немного газа, вместо того, чтобы сообщаться с жидкостным ресивером (ЖР), в котором находится весь хладагент в жидкой фазе.

Слив жидкости из ресивера становится при этом невозможным, как если бы выходной вентиль не имел патрубка отбора давления (решение для этого случая приведено выше в начале пункта Д). Таким образом, прежде чем приступить к процедуре слива, будьте очень осмотрительны и изучите различные возможные варианты (если они существуют) перед тем, как окончательно определить выбранный вами способ опорожнения установки.

Е) Слив жидкого хладагента с использованием компрессора установки

Такой способ требует, чтобы компрессор установки был в работоспособном состоянии, имелась возможность подключения к всасывающей магистрали, а выходной вентиль жидкостного ресивера был оборудован патрубком отбора давления (в противном случае схема установки должна быть доработана и оснащена двумя дополнительными вентилями, как показано на рис. 57.5).

При перечисленных условиях появляется возможность собрать весь хладагент в жидкостном ресивере и подключить к установке сливной баллон так, как показано на рис. 57.8. Конечно, при этом следует использовать как можно более короткие шланги с максимально возможным диаметром.

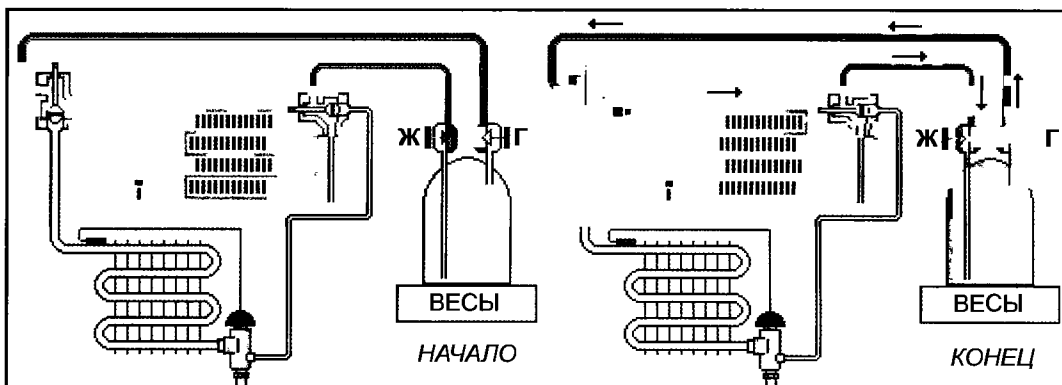


Рис. 57.8.

После продувки шлангов и фиксации показаний весов можно будет открыть вентиль “Ж”. Благодаря вакууму, имеющемуся в сливном баллоне, в него пойдет большой расход жидкости. Поэтому, как всегда, в баллоне необходимо сохранять вакуум! Когда расход замедлится, нужно запустить компрессор, который будет всасывать находящиеся в сливном баллоне пары и нагнетать их в жидкостный ресивер, повышая в нем давление (если давление конденсации слишком мало, может оказаться интересным такое решение, как ухудшение теплообмена конденсатора с окружающей средой).

Данный способ позволяет *одновременно понижать давление в баллоне и повышать его в ресивере*. Более того, всасывание паров, находящихся в баллоне над свободной поверхностью жидкости, позволяет охлаждать сливной баллон (см. раздел 56. “Различные проблемы холодильного контура”). Такая разность давлений и температур позволяет очень быстро осуществить перекачку жидкости. **Внимательно наблюдайте за показаниями весов с тем, чтобы ни в коем случае не превысить максимально допустимый уровень жидкости в баллоне!**

Когда вся жидкость будет перелита в баллон, показания весов перестанут расти. Тогда в установке останутся только пары хладагента (около 10% массы полной начальной заправки) и ее опорожнение нужно будет заканчивать с использованием станции регенерации.

Ж) Слив жидкого хладагента с использованием внешнего компрессора

Предыдущий способ, использующий собственный компрессор установки, имеет свои ограничения. В самом деле, расход всасываемого газа, проходящего по шлангу (даже если речь идет о большом шланге с диаметром 1/2"), оказывается явно недостаточным, когда мы имеем дело с огромным компрессором (представим себе, что его всасывающий патрубок имеет диаметр 2"5/8!). В этом случае, предохранительное реле НД очень быстро выключит компрессор (или давление всасывания очень быстро упадет практически до нуля, если реле шунтировано). Нам известны последствия слишком частых запусков компрессора (см. раздел 30 "Проблема повышенной частоты включения компрессора"). В этом случае, вместо того, чтобы использовать собственный компрессор установки, можно будет использовать небольшой внешний компрессор, например, компрессор станции регенерации (установки для сбора хладагента).

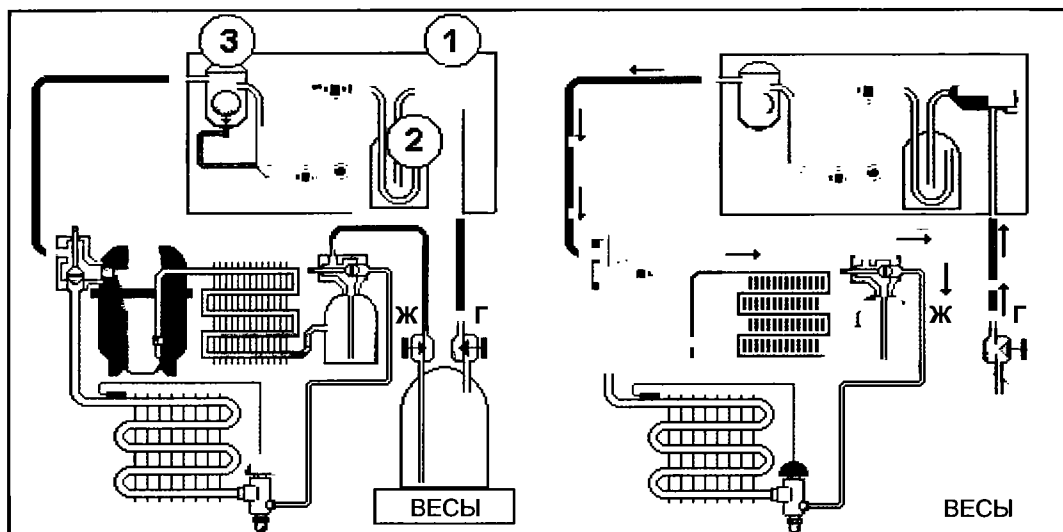


Рис. 57.9.

Для максимально возможной защиты компрессора перекачивающего агрегата на входе в него устанавливают, как правило, антикислотный фильтр (см. поз. 1 на рис. 57.9) и отделитель жидкости (поз. 2), а на выходе – отделитель масла (поз. 3). Поскольку этот метод предполагает всасывание паров хладагента из сливного баллона и нагнетание хладагента в контур, нужно, чтобы конденсатор станции регенерации не работал. Для этого станция регенерации либо оснащается набором вентилей, обеспечивающих перепуск хладагента минуя конденсатор, либо отключается система охлаждения конденсатора, либо конденсатор закрывается листами картона. Тогда можно будет перегнать весь хладагент из контура в ресивер и подключить к нему сливной баллон в соответствии со схемой, приведенной на рис. 57.9. Как обычно, для этого используются наиболее короткие шланги максимального диаметра. После продувки шлангов и фиксации показаний весов можно открыть вентиль (Ж). Благодаря вакууму, имеющемуся в баллоне, в него пойдет большой расход жидкости. Поэтому, как всегда, нужно принять меры к сохранности вакуума в сливном баллоне.

Когда расход замедлится, нужно будет запустить станцию регенерации, которая начнет всасывать пары хладагента из баллона и нагнетать их в установку. **ВНИМАНИЕ! Во избежание возможности серьезной поломки, никогда не допускайте, чтобы на вход станции регенерации попадала жидкость!** (Для контроля состояния всасываемого потока на всасывающей магистрали станции регенерации можно установить смотровое стекло большого диаметра).

Этот способ позволяет одновременно понижать давление в сливном баллоне и повышать его в ресивере. Кроме того, всасывание паров, находящихся над свободной поверхностью жидкости в сливном баллоне, позволяет охлаждать последний (см. раздел 56 "Различные проблемы холодильного контура"). Такая разница давлений и температур позволяет очень быстро перекачать жидкий хладагент. Как обычно, внимательно наблюдайте за показаниями весов, чтобы ни в коем случае не превысить максимально допустимый уровень заполнения баллона!

Когда вся жидкость будет перелита в баллон, а показания весов перестанут расти, тогда в установке останутся только пары хладагента (примерно 10% от полной массы начальной заправки) и опорожнение установки нужно будет заканчивать с использованием станции регенерации по схеме, изложенной ниже.

ПРИМЕЧАНИЕ. Этот способ может быть еще более простым, если ресивер установки, вдобавок ко всему, позволяет обеспечить доступ к паровой фазе, находящейся в нем, например, с помощью вентиля

удаления неконденсирующихся примесей (см. поз. 1 на рис. 57.10). При наличии такого вентиля после перекачки всего жидкого хладагента в ресивер можно действовать так, как показано на рис. 57.10, с теми же предосторожностями, что и ранее. Заметим, что поршневые жидкостные насосы позволяют всасывать газ так же, как и компрессор. Поэтому насосы такого типа тоже могут быть использованы применительно к данному способу (однако никогда не используйте для этого способа центробежные насосы).

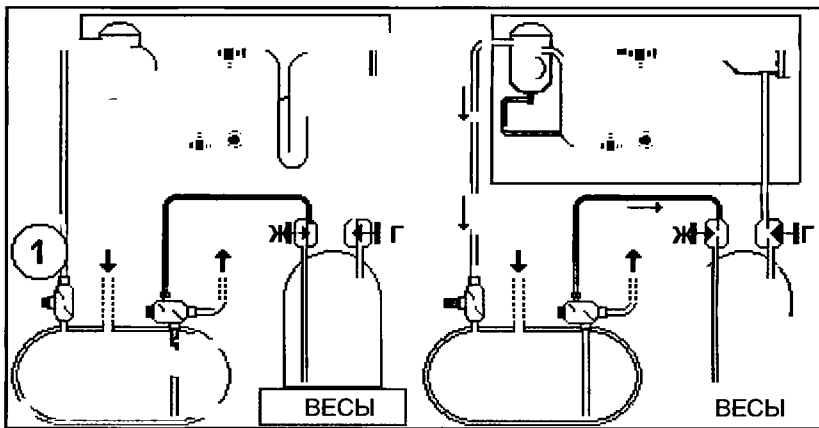


Рис. 57.10.

Во всех способах слива жидкого хладагента, которые мы только что рассмотрели, установка смотрового стекла соответствующих размеров (3/8" лучше, чем 1/4" и 1/2" – чем 3/8") на шланге, связанном с вентилем (Ж), позволяет облегчить наблюдение за развитием событий.

3) Частичное удаление паров хладагента: использование станции регенерации для завершения слива жидкого хладагента из установки

Когда слив жидкого хладагента из установки окончен, в ней, в виде паров, остается примерно 10% полной массы начальной заправки. Завершить работу по удалению этих паров позволяет обычная станция регенерации.

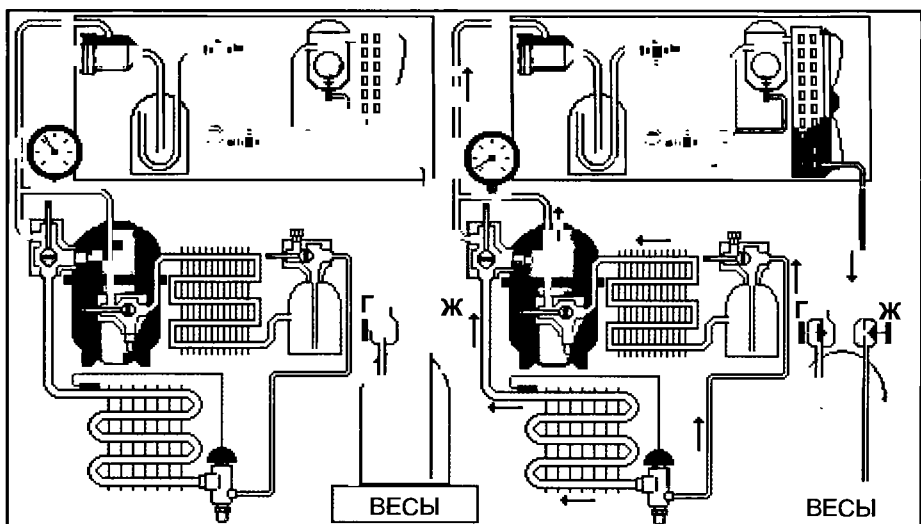


Рис. 57.11.

Для этого станцию регенерации соединяют со сливным баллоном так, как показано на рис. 57.11, не забывая об установке манометров. Как обычно, при этом используют самые короткие, по возможности, шланги с максимально допустимым диаметром, особенно при подключении к запорным вентилям компрессора...

После продувки шлангов и фиксации показаний весов запускают перекачивающий агрегат. Всасываемые из установки пары будут нагнетаться в конденсатор станции регенерации, а затем направляться в сливной баллон в жидком состоянии. **Не забывайте следить за показаниями весов, чтобы ни в коем случае не превысить максимально допустимый уровень заполнения баллона!**

Манометр позволяет оценить остаточное давление паров в контуре опорожняемой установки с тем, чтобы принять решение об окончании процедуры опорожнения (этот момент мы будем обсуждать в пункте К настоящего раздела).

И) Опорожнение установки за счет удаления всего хладагента в паровой фазе с использованием станции регенерации

Если доступ к жидкому хладагенту, находящемуся в установке, обеспечить никак нельзя, остается возможность ее опорожнения за счет удаления хладагента в газовой фазе. Этот метод, безусловно, является очень длительным и, следовательно, должен использоваться только для небольших установок, содержащих незначительное количество хладагента.

Он также создает большие нагрузки на станцию регенерации. В самом деле, весь хладагент, находящийся в установке, должен пройти через агрегат, при этом хладагент может иметь повышенную агрессивность из-за находящихся в нем кислот (если контур загрязнен), иметь следы масла, не совместимого с компрессором перекачивающего агрегата (проблемы смазки), а условия работы этого компрессора очень неблагоприятные (высокая степень сжатия, низкий расход всасываемого газа, следовательно, плохое охлаждение двигателя...).

Указанные обстоятельства требуют часто обслуживания перекачивающего агрегата, особенно смены противокислотного фильтра и замены масла компрессора (Во избежание больших неприятностей вы должны будете тщательно следовать рекомендациям разработчика станции регенерации)!

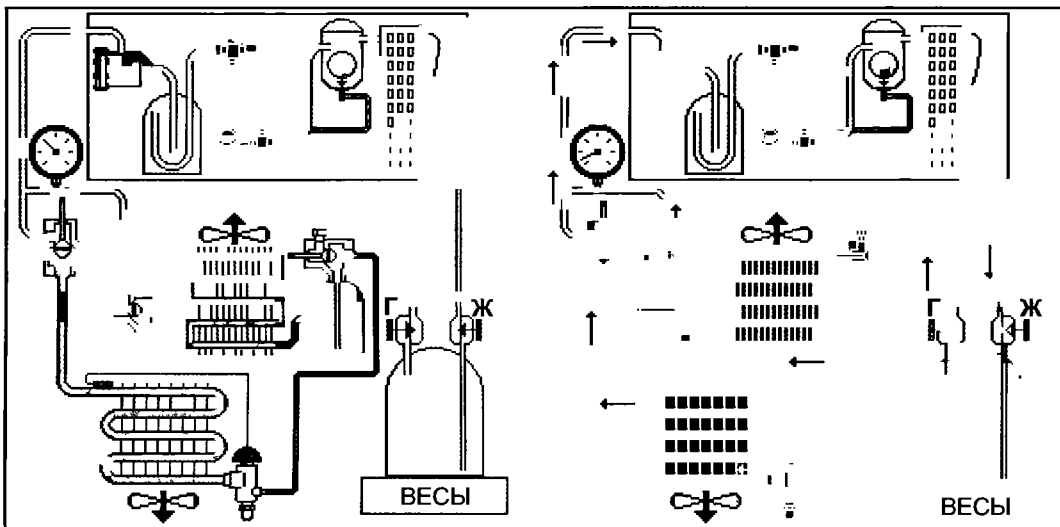


Рис. 57.12.

Для осуществления данного способа, станцию регенерации соединяют со сливным баллоном согласно схеме на рис. 57.12, не забывая при этом об установке манометра. Как обычно, используют по возможности самые короткие шланги самых больших диаметров, особенно для подключения к запорным вентилям компрессора.

Если доступ внутрь установки отсутствует и вы задумаете сделать его сами (например, с помощью специального быстромонтируемого вентиля, обеспечивающего прокалывание какой-либо магистрали), напоминая, что компрессор станции регенерации никогда не должен всасывать жидкость. Действительно, отделитель жидкости, установленный на входе в компрессор станции регенерации, предназначен только для защиты от незначительных гидравлических ударов, и ни в коем случае не может защитить от непрерывного потока большого количества жидкости.



ВНИМАНИЕ! Никогда не соединяйте всасывающую магистраль станции регенерации с зоной холодильной установки, в которой может находиться жидкость!

Существует и еще одна проблема. Так как в установке хладагент находится как в жидком, так и в газообразном состоянии, а перекачивающий агрегат может всасывать только пары, нужно быть уверенным в том, что жидкий хладагент сможет выкипать с достаточной скоростью парообразования.

Однако жидкость при кипении требует тепла (см. раздел 56 "Различные проблемы холодильного контура").

Поэтому все зоны установки, содержащие жидкость, по мере перекачки и уменьшения давления в контуре, будут сильно охлаждаться (см. рис. 57.13). Так, при давлении в контуре 0 бар изб. жидкий R22 будет иметь температуру -40°C , R12 охладится до -30°C , а температура R502 упадет до -45°C !

Для того, чтобы создать как можно лучшие условия для перекачки, следует передать жидкости как можно больше тепла. Если вся жидкость до начала перекачки находится в ресивере, его нужно будет подогреть. С другой стороны, если жидкость находится в испарителе и конденсаторе, для подвода к ней тепла достаточно будет включить вентиляторы, и тем самым ускорить процедуру опорожнения установки.



При использовании этого метода не обязательно весь хладагент собирать в ресивере. Напротив, необходимо задействовать вентиляторы испарителя и конденсатора.

После продувки шлангов, фиксации показаний весов и включения вентиляторов, небольшую порцию паров можно будет отсосать благодаря вакууму, имеющемуся в баллоне (что гораздо менее выгодно, чем всасывать жидкость), а затем запустить станцию регенерации. Всасываемые пары нагнетаются в конденсатор станции регенерации и потом переливаются в сливной баллон в жидком состоянии. **Как всегда, внимательно отслеживайте показания весов, чтобы ни в коем случае не превысить максимально допустимый уровень заполнения баллона!** Манометр позволяет оценивать остаточное давление паров хладагента в опорожняемой установке с целью определения момента окончания процедуры опорожнения (мы будем обсуждать этот момент в пункте Л настоящего раздела).

К) Извлечение паровой фазы: опасность для установок, оснащенных теплообменниками, содержащими воду

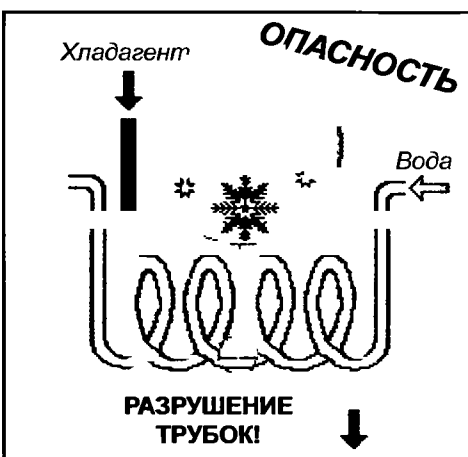


Рис. 57.14.

Мы видели, что при извлечении хладагента в газовой фазе из контура холодильной установки все части установки, в которых еще находится жидкость, будут очень сильно охлаждаться за счет кипения этой жидкости. Для установок, оборудованных конденсаторами или испарителями с водяным охлаждением, последствия такого падения температуры кипящей жидкости могут быть особенно катастрофическими.

В самом деле, опасность замерзания воды в трубках теплообменника очень велика, а если вода в трубках замерзнет, они немедленно разрушатся и холодильный контур будет контактировать с водяным контуром (см. рис. 57.14)!



Следовательно, в таких установках, в процессе извлечения хладагента из них, обязательно требуется поддерживать циркуляцию воды во всех теплообменниках.

Эта необходимая предосторожность дает двойную выгоду. Во-первых, она исключает опасность замерзания воды в трубках, а, во вторых, способствует кипению хладагента (циркулирующая вода будет охлаждаться как в конденсаторе, так и в испарителе), и таким образом, уменьшит продолжительность опорожнения. **Если поддерживать циркуляцию воды невозможно, нужно будет обязательно слить ее из соответствующих теплообменников.**

Л) Различные проблемы

При каком давлении нужно останавливать станцию регенерации? Правилами предусматривается, что остаточное давление в конце опорожнения не должно превышать 0,6 бар абс. (-0,4 бар по манометру), если объем контура менее 200 литров, и 0,3 бар абс. (-0,7 бар изб.) – в остальных случаях. Бывает, что достичь этих величин оказывается очень трудно. В самом деле, чем больше падает давление в контуре, тем меньше паров всасывает компрессор станции регенерации, и тем больше возрастает степень сжатия: ясно, что это приводит к огромному перегреву компрессора. Если компрессор слишком долго работает в таких условиях, он, как правило, отключается предохранительным термореле (в противном случае он сгорает).

С целью бережного отношения к станциям регенерации попытаемся не включать их на слишком длительный срок. Когда установка содержит мало хладагента, ее опорожнение в газовой фазе может это позволить. Однако, **если заправка превышает несколько килограмм, идеальным решением всегда будет слив максимального количества хладагента в жидком состоянии** (следовательно, без необходимости его кипения) с последующим завершением процедуры опорожнения при помощи перекачивающего агрегата, *который тогда будет всасывать только пары.*

Такая процедура всегда будет гораздо более быстрой. *Тем не менее, будем внимательны, так как производительность станции регенерации должна быть адаптирована к объему установки.* В самом деле, для установки, у которой (даже после слива жидкого хладагента) в газовой фазе его остается, например, 20 кг, мы не должны упускать из вида, что станция регенерации, имеющая производительность 1 кг/час, должна будет работать 20 часов, в то время как станция регенерации с производительностью 80 кг/час будет работать только четверть часа.

Примечание. При всех способах слива хладагента в жидкой фазе, его накопление в ресивере предпочтительнее обеспечивать с использованием собственного компрессора холодильной установки. Конечно, если компрессор не может работать, допустимо оставить в некоторых частях контура какое-то количество жидкого хладагента. Тем не менее, *нужно быть уверенным в том, что в ресивере также имеется жидкий хладагент.* В этом случае, если возможен доступ к ресиверу, следует использовать один из способов опорожнения установки, вначале сливая хладагент в жидкой фазе, а затем удаляя газовую фазу с использованием станции регенерации. *Тогда вам нужно будет выпаривать только жидкость, находящуюся в застойных зонах, вместо того, чтобы выпаривать всю жидкость, направленную в контур. Тем самым, вы сэкономите ресурс станции регенерации и, конечно, получите выгоды во времени.*

Можно ли использовать станцию регенерации для любого хладагента? Станции регенерации рассчитаны на удаление из контура вполне определенных типов хладагентов и не могут быть использованы для перекачки любого из них. Например, агрегат, предназначенный для перекачки хладагентов типа R12, R22, R500 и R502 нельзя будет использовать для перекачки хладагента типа R134a (и наоборот), если с самого начала это не было предусмотрено его разработчиком. В частности, это обусловлено несовместимостью между собой масел, используемых для каждого из этих хладагентов (ознакомьтесь с инструкцией разработчика станции регенерации).

Если разработчик допускает использование станции регенерации для перекачки разных хладагентов (например, R12 и R22), следует быть особенно внимательным к массе хладагента, которая может оставаться в агрегате по окончании перекачки (этим количеством нельзя пренебрегать, поскольку оно может превышать 2 кг). При переходе от одного хладагента к другому, **вы должны обязательно удалить из станции регенерации остатки прежнего хладагента**, иначе появляется опасность смешивания хладагентов.

Чтобы понять, в чем тут дело, представим, что вначале станция регенерации использовалась для опорожнения холодильной установки, работающей на R12 (см. рис. 57.15).

Допустим, что по окончании процедуры опорожнения во внутренних полостях станции регенерации осталось 1 кг R12. Далее, с помощью этой же станции регенерации, без ее опорожнения, приступили к откачке хладагента R22 из другой холодильной установки.

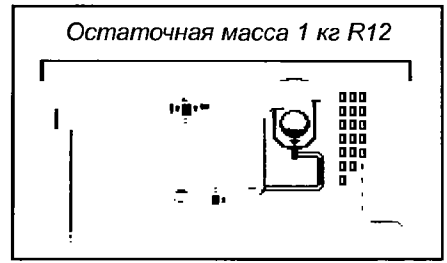


Рис. 57.15.

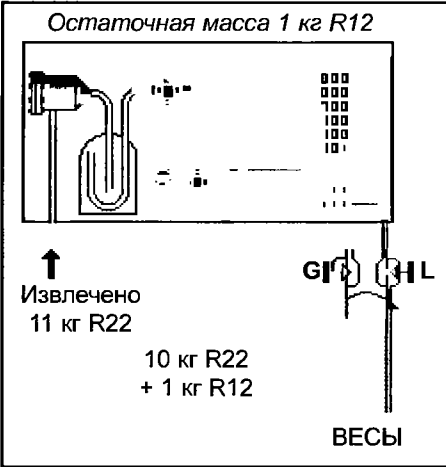


Рис 57.16.

Если при этом из нее извлечено 11 кг R22, допуская для простоты, что в перекачивающем агрегате осталось то же количество R22 (то есть 1 кг), то в сливном баллоне окажется 10 кг R22 + 1 кг R12 (то есть непригодная к повторному использованию смесь, которую поставщик должен будет уничтожить, см. рис. 57.16).

Отметим, что если извлечено только 5 кг R22, то в сливном баллоне окажется смесь из 4 кг R22 + 1 кг R12. Заметим также, что если в первом контуре R12 был загрязнен кислотами, то баллон теперь будет содержать смесь R12 и R22, также загрязненную кислотами. Вообразите себе последствия, если вы решите повторно использовать этот хладагент для заправки другой установки.



Извлечем из этого следующий урок. Во-первых, после каждой операции необходимо опорожнять станцию регенерации, в точности следуя предписаниям изготовителя. И во-вторых, опасно сливать хладагент из одной холодильной установки для его последующей заправки в другую.

Будем также осторожны, используя шланги с самозапирающимися соединениями, которые позволяют избегать, при их демонтаже, выброса содержимого шлангов в атмосферу. Эти шланги должны быть четко промаркированы, во избежание смешивания хладагентов. Кроме того, самозапирающиеся соединения приводят к потерям давления в шлангах, что может весьма заметно повысить продолжительность операций слива.

Как подготовить хладагент к повторному использованию? В настоящее время в продаже имеются устройства, позволяющие подготовить хладагент к повторному использованию перед заправкой в установку, которые иногда объединены с перекачивающим агрегатом. Одно из таких устройств, используемое для большинства обычных хладагентов, представлено на рис. 57.17.

Насос обеспечивает циркуляцию загрязненного хладагента через антикислотный фильтр-осушитель и индикаторное смотровое стекло, позволяющее контролировать отсутствие влаги в хладагенте. Это устройство может удалить только влагу и кислоты. Оно ни в коем случае не обеспечивает получение абсолютно чистого хладагента, если в нем имеются примеси другого хладагента или значительные следы масла.



Рис. 57.17.



Оборудованием, необходимым для полной очистки хладагентов и подготовки их к повторному использованию, располагают только поставщики хладагентов.

58. ПРОБЛЕМЫ, ВЫЗВАННЫЕ ПОЯВЛЕНИЕМ НОВЫХ ХЛАДАГЕНТОВ



Рис. 58.1.

До подписания Монреальского протокола, в сентябре 1987 г., большинство холодильщиков были людьми, не знавшими печали. Годами они довольно неплохо использовали имеющиеся в их распоряжении хладагенты и вполне успешно осваивали их. В холодильном торговом оборудовании, наиболее часто, это были R12 и R502, в кондиционерах – R22 (см. рис. 58.1). И вот в Монреале нам сказали, что R12 и R502 (также, как и R11, R113, R114, R115, R500) являются хлорфторуглеродами (категория CFC), которые разрушают озоновый слой, и что такие хладагенты должны исчезнуть через 10 лет (см. рис.

58.2)! Однако, срок наступления этого события представлялся достаточно отдаленным и хладагенты категории CFC продолжали успешно использоваться большинством холодильщиков, тем более, что достойных вариантов их замены не существовало, за исключением разработки новых установок на R22, когда это было возможным.

В июле 1990 г., в Лондоне, к перечисленным хладагентам, объявленным экологически вредными, добавили R13 и R503. Более того, к 2040 г. было предусмотрено изъятие из обращения другой категории хладагентов – гидрохлорфторуглеродов (HCFC). На этот раз под прицелом был, в основном, R22, поскольку он начал получать распространение в холодильном торговом оборудовании. Не считая аммиака (почти не используемого при малых мощностях), не оставалось, ничего другого, как надеяться на появление новых экологически чистых хладагентов.

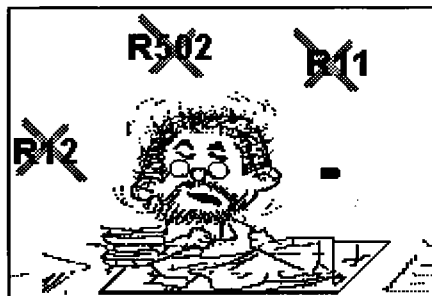


Рис. 58.2.

После многочисленных изменений первоначального протокола, его положения в настоящее время уточнены, поскольку, начиная с 1 января 1995 г., производство CFC должно быть прекращено (к повторному использованию могут быть допущены только слитые из установок и регенерированные CFC). HCFC пока что получают *отсрочку* до 2015 года, с замораживанием потребления на уровне 1996 года, и графиком снижения производства начиная с 2004 года. Использование хладагентов категории HCFC в новых установках, для стран ЕЭС, запрещено с 01.01.2004 года. В течение всего этого времени химии не бездействовали и в результате их работы на рынке появилось множество новых соединений, либо предназначенных для вновь разрабатываемых установок, либо позволяющих эксплуатировать существующие установки.

Для вновь разрабатываемых установок предлагается использовать хладагенты категории фторуглеродов (HFC), имеющих ничтожное воздействие на окружающую среду. Среди этих хладагентов, рассматриваемых как окончательные, сегодня наиболее известны R134a, R404A, R407C и R410A.



Рис. 58.3.

Для существующих установок, работающих на CFC, когда снабжение хладагентами с целью их текущего обслуживания окажется невозможным, могут быть использованы переходные хладагенты, позволяющие, в основном, не спеша переоборудовать эти установки с минимальными доработками (FX56, DP40, FX10, HP80...). Эти *промежуточные* хладагенты являются смесями хладагентов категорий HFC и HCFC, следовательно они попадают под ограничения, установленные для R22, и также в перспективе должны будут исчезнуть. Таким образом, их нужно использовать только для того, чтобы продлить эксплуатацию существующих установок с минимальными издержками.

Верные стило и духу настоящего руководства, мы будем избегать глубокой теории при изложении (максимально упрощенном) практических проблем (иногда очень сложных), связанных с использованием новых хладагентов. Зная природу этих проблем, читатель в дальнейшем найдет средства для их преодоления.

А) Общие проблемы, возникающие при использовании HFC в новых установках

В отличие от CFC (R12, R502...), новые хладагенты HFC не содержат хлора. Они имеют нулевой потенциал разрушения озона и весьма незначительное влияние на парниковый эффект (приводящий к перегреву земной атмосферы)*. Они рассматриваются как окончательные и должны будут использоваться во вновь разрабатываемых установках. На сегодня речь идет, главным образом, о следующих областях использования:

R134a должен окончательно заменить R12 в области высоких и средних температур (особенно в автомобильных кондиционерах).

R404A должен окончательно заменить R502 в области средних и низких температур. Чтобы упростить вам жизнь, заметим, что этот хладагент называют также FX70 (производитель Atofina) или HP62 (производитель Du Pont de Nemours)!

R407C и **R410A** становятся лидерами в области центральных кондиционеров.



Использование хладагентов HFC порождает отдельные проблемы при сборке установок и их обслуживании. Заметим, что большинство из этих проблем уже существовали с другими хладагентами, но самой природой HFC они усилились.

- ▶ **МАСЛА.** Проблема масел является основной, поскольку при малейшей ошибке компрессор может разрушиться. Используемые до настоящего времени с хладагентами CFC (R12, R502...) и HCFC (R22...) масла, *совершенно несовместимы* с хладагентами HFC. Поэтому, компрессоры, предназначенные для работы с новыми хладагентами HFC, заправляются специальным маслом, называемым “эфирное масло”, в отношении которого необходимо знать следующее.

Эфирные масла чрезвычайно гигроскопичны. Например, они очень быстро насыщаются влагой, как только вы откроете канистру на воздухе. Поэтому, количество воды, которое попадает в контур одновременно с маслом, может оказаться очень большим.

* Утверждение о том, что хладагенты категории HFC оказывают незначительное влияние на парниковый эффект, строго говоря, не соответствует действительности. Эти хладагенты в тысячи раз более активны, чем углекислый газ (прим. ред.).

Поскольку смесь эфир + HFC + вода может образовывать **крайне агрессивную и опасную фторводородную кислоту**, Вы должны соблюдать максимальные предосторожности по части обезвоживания при всех работах, связанных с вскрытием контура. Особенно внимательно следите за собственной безопасностью (глаза, руки...), работая с загрязненным маслом.

Поэтому канистру с эфирным маслом нельзя оставлять открытой на воздухе более 15 минут (предельное время) и масло, содержащееся в ней, следует полностью использовать (не берите канистру на 25 л, если компрессору требуется 1 л!). Предосторожности по обезвоживанию при разборке и сборке установки должны отвечать всем правилам и соблюдаться с величайшей строгостью. В частности, новый компрессор, заправленный эфирным маслом, поставляется полностью обезвоженным. Во время сборки установки его внутренние полости должны оставаться совершенно изолированными от окружающей среды, чтобы избежать загрязнения масла влагой, которая содержится в окружающем воздухе.

Когда сборка закончена и герметичность контура проверена, рекомендуется откачать вакуумировать его, оставляя внутренние полости компрессора изолированными от контура. Для этого необходимо один штуцер отбора давления расположить на вентиле выхода жидкости из ресивера (конденсатора), а другой – на всасывающем трубопроводе (или установить их). Только когда установка будет герметична и обезвожена, можно будет открыть вентили компрессора и осуществить окончательное вакуумирование.

Операции по вакуумированию должны производиться особенно тщательно, а используемые фильтры-осушители должны иметь максимально возможную производительность (предпочтительно, с антикислотной функцией), чтобы снизить до минимума опасность выхода из строя компрессора.

Эфирные масла не допускают смешивания. Заметим, что некоторые эфирные масла содержат антиокислительные и (или) противоизносные добавки, которые улучшают характеристики масел. Однако природа этих добавок у различных производителей неодинакова, что может привести к несовместимости масел между собой. Кроме того, при смешивании масел результирующая вязкость смеси становится непрогнозируемой, что может нанести ущерб процессу смазки компрессора.

Таким образом, следует избегать смешивания двух различных эфирных масел, опасность чего появляется, главным образом, при доливке масла, даже если эта опасность незначительна и вы используете два смазочных масла, применение которых порознь соответствует инструкциям разработчика.

Однако главная проблема заключается в том, что эфирные масла очень быстро перестают смешиваться с HFC в присутствии масел другого семейства. Потеря смешиваемости происходит особенно быстро и, следовательно, опасно, если эфирное масло загрязнено минеральным маслом (повсеместно используемым с R12), и в меньшей степени, когда речь идет об алкилбензольном масле (или его смеси с минеральным), иногда используемом с R22 и R502 (при низких температурах кипения).



Следует иметь в виду, что если смешиваемость масла и хладагента ухудшается, то масло, которое нормально циркулирует в установке, теряет возможность возвращения в картер и разрушение компрессора гарантировано!

В зависимости от условий работы (прямой цикл расширения, затопленный испаритель, высокая или низкая температура кипения, испаритель над компрессором или под ним, большая протяженность трубопроводов...), **максимально допустимое содержание минерального масла в эфирном не должно превышать 1 %** (в настоящее время в продаже имеются многочисленные комплекты для быстрой оценки состава масляных смесей). Поэтому ремонтник, вскрывающий контур, который заполнен HFC, должен быть особенно внимателен.

В частности, комплекты манометров, используемые для контроля давления хладагентов, должны быть различными для категорий CFC и HFC с тем, чтобы избежать случайного смешивания эфирного и минерального масел, которые могут оставаться в соединениях (см. рис. 58.4).

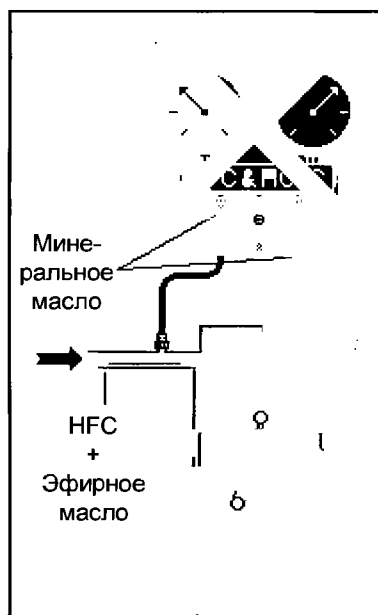


Рис. 58.4.

Эфирное масло является более плохим растворителем, но обладает лучшими очищающими свойствами, чем старые масла. Это означает, что мелкие частицы, которые ранее присутствовали в контуре в растворенном виде, теперь не будут растворяться. С другой стороны, различные загрязнения стенок (нагар, окалина), будут интенсивнее смываться и масло будет загрязняться и чернеть гораздо быстрее, чем раньше, если внутренняя поверхность стенок контура не была предварительно доведена до безупречного состояния.

Поэтому качество сборочных работ, особенно при монтаже установки, должно быть безупречным, а сами работы должны проводиться только в среде нейтрального газа (сухой азот) во избежание образования окислов. Используемые фильтры должны быть как можно тоньше (чтобы улавливать загрязнения), причем настоятельно рекомендуется установка фильтра на всасывающей магистрали.

- **МАТЕРИАЛЫ.** *Используемый компрессор должен быть предназначен для работы на HFC (главным образом, когда речь идет о компрессоре с встроенным двигателем). Более того, отдельные узлы также должны быть специально разработаны для использования совместно с HFC. Рассмотрим, для чего это необходимо:*

По возможности, следует избегать резьбовых соединений, так как молекулы HFC имеют гораздо меньшие размеры, чем молекулы традиционных хладагентов. В результате, установка, герметичная при работе на CFC (R12, R502...), вполне может оказаться “дырявой” для HFC. По этой причине, сальниковые компрессоры не рекомендуются для работы с HFC.

По этой же причине, предпочтительнее использовать паяные соединения, причем пайку желательно выполнять припоем с повышенным содержанием серебра, так как такие соединения гораздо менее пористые. Если вы все-таки используете резьбовые ниппельные соединения, развальцовка трубок должна выполняться особенно тщательно, а развальцованные концы должны быть в превосходном состоянии (см. рис. 58.5). Точно также, гибкие шланги или трубки, когда они используются, должны быть специально разработаны для HFC (повышенной герметичности, химически совместимые).

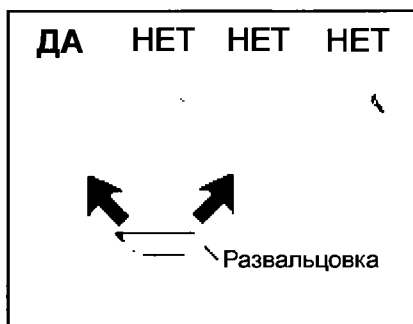


Рис. 58.5.

ТРВ должен быть предназначен для конкретного типа HFC (например, если используемый хладагент R134a, ТРВ должен быть предназначен именно для R134a). Другие принципы подбора, монтажа и настройки ТРВ такие же, как для обычных хладагентов.

Фильтр-осушитель должен быть специальной модели HFC с гораздо более мелкими ячейками, чтобы подходить по размеру к новым молекулам. Заметим, что из-за повышенной гигроскопичности эфирных масел, эти фильтры-осушители зачастую имеют повышенную (примерно на 20% по отношению к обычным хладагентам) поглощающую способность и, желательно, чтобы они выполняли еще функцию антикислотных фильтров (напоминаем, что смесь эфир + HFC + вода, к сожалению, имеет склонность образовывать фторводородную кислоту, еще более разрушительную, чем соляная кислота!).

Смотровое стекло должно быть предназначено для работы в качестве индикатора влажности специально для HFC, то есть быть гораздо более чувствительным. Индикатор этого нового типа смотровых стекол меняет цвет в присутствии гораздо меньшего содержания влаги, что позволяет обнаружить отклонения гораздо раньше (и, следовательно, быстрее принять меры). Если индикатор поменял окраску, нужно проверить кислотность масла, при необходимости, заменить масло и обязательно поменять фильтр-осушитель на антикислотную модель.

Теплообменники (испарители, конденсаторы...), используемые с обычными хладагентами, как правило, совместимы с HFC. Поправочный коэффициент мощности (даваемый изготовителем) применяется при их подборе в зависимости от используемого хладагента.

Различные узлы (регулирующие вентили, ручные вентили, электромагнитные клапаны, маслоотделители...) одинаковы, но подбирать их нужно с учетом поправочного коэффициента, зависящего от типа хладагента (тем не менее, нужно быть внимательным, так как изготовленные из некоторых, ранее применявшихся материалов уплотнительные прокладки, могут оказаться менее надежными при работе в среде HFC). Жидкостные ресиверы для HFC обычно одинаковы с ресиверами, используемыми для других хладагентов.



Поскольку R410A имеет очень высокие значения рабочих давлений, его применение требует использования специальной арматуры (см. раздел 102.3).

► ОБЯЗАТЕЛЬНЫЕ ПРАВИЛА

Конструкция холодильных контуров должна отвечать понятию замкнутости. Дополнительно к полной герметичности при работе, последующие операции по их техническому обслуживанию необходимо осуществлять с минимальной потерей хладагента. **В конструкции установки обязательно должна предусматриваться возможность полного извлечения из нее хладагента** (см. раздел 57 “Проблемы слива и повторного использования хладагентов”).

Расположение трубопроводов и реализуемые в них минимальные скорости потока хладагента должны обеспечивать нормальную циркуляцию масла (см. раздел 37 “Проблема возврата масла”).

В настоящее время для подбора трубопроводов под новые хладагенты имеются расчетные номограммы.

Проблемы перетекания существовали и для обычных хладагентов (см. раздел 28. “Проблемы перетекания жидкого хладагента”). Поскольку хладагенты категории HFC имеют склонность к еще более сильному перетеканию, при их применении рекомендуется обязательно обеспечивать электроподогрев картера во время остановок и останавливать компрессор с предварительным вакуумированием (см. раздел 29. “Остановка холодильных компрессоров”). Если компрессор оснащен масляным насосом, рекомендуется устанавливать реле контроля давления масла.

Поиск утечек нельзя осуществлять с помощью галогенной лампы, так как HFC не содержат хлора (см. раздел 15. “Поиск утечек хладагента”).

Инструмент должен быть приспособлен к новым хладагентам (которые не допускают присутствия минеральных масел и хлора). В частности, необходимо иметь в наличии набор манометров со шлангами, предназначенными *исключительно* для использования в установках, заправленных HFC.

Вследствие высокой гигроскопичности эфирных масел, операции вакуумирования необходимо выполнять особенно тщательно. Поэтому, рекомендуется использовать двухступенчатые вакуумные насосы. Напоминаем, что продолжительность вакуумирования может быть сокращена вдвое только за счет использования коротких шлангов диаметром 3/8” (вместо длинных шлангов 1/4”).

Эфирные масла более чувствительны к загрязнениям, чем обычные масла. Поскольку срок службы компрессора напрямую зависит от качества его смазки, анализ масла является эффективным средством оценки состояния установки (также, как анализ крови свидетельствует о состоянии здоровья человека). Раннее обнаружение отклонений позволит своевременно предпринять необходимые меры, прежде чем станет слишком поздно.

Для этого достаточно прямо в месте нахождения установки просто проконтролировать смотровое стекло-индикатор влажности (специально предназначенное для HFC), оценить цвет и запах масла и провести профилактическую проверку его кислотности (внимание: некоторые эфирные масла с большим количеством присадок могут при проверке менять окраску даже в отсутствии кислот).

Для ответственных установок, или в случае сомнений, может потребоваться полный лабораторный анализ (например, с помощью детектора pH системы DEHON). Такой анализ, проводимый регулярно, позволяет отслеживать изменения основных характеристик масла (вязкость, кислотность, содержание воды, очень точно определять содержание металлических частиц, диэлектрическую прочность...) во времени и, следовательно, очень быстро обнаруживать малейшие отклонения, делая соответствующие выводы о последствиях.

Промывку загрязненного контура, например, вследствие сторания компрессора, нельзя делать с использованием CFC R11. Сейчас начинают появляться новые жидкости для промывки, которые не загрязняют контур, обеспечивают качественную промывку, но также имеют недостатки. В ожидании столь же эффективного, но менее дорогостоящего решения, в настоящее время для промывки контура часто рекомендуется относительно дорогой способ промывки эфирным маслом (или эфиром).

Требуется очень точное определение марки масла и хладагента, используемых в установке.

Даже неполное перечисление огромного количества хладагентов и их названий (FX10, R11, R12, R13, R13B1, AZ20, R22, R23, R32, MP39, DP40, FX40, AZ50, FX56, FX57, KLEA60, KLEA61, HP62, KLEA66, MP66, R69L, FX70, HP80, HP81, R113, R114, R115, R123, R124, R125, R134a, R141b, R142b, R143a, R152a, R218, FX220, R245a, R290, R402A, R403A, R403B, R404A, R407A, R407B, R407C, R409B, R410A, R410B, R500, R502, R503, R507, R600a, R717, AC9000...) уже утомляет, тогда как мы, к сожалению, не преувеличиваем!



Рис. 58.6.

- **ОСОБЕННОСТИ ХЛАДАГЕНТОВ HFC.** В настоящее время для R134a, R404A, R407C, R410A и т. д. имеется полный набор оборудования

R134a является индивидуальным веществом (в отличие от R404A, R407C и R410A, которые представляют собой смесь индивидуальных веществ). Это означает, что заправку R134a можно производить как в жидкой фазе, так и в газовой (чего нельзя делать со смесями).

R134a предназначен для полной и окончательной замены R12. Его использование должно ограничиваться применением при температурах кипения выше $-15...-20^{\circ}\text{C}$, так как при более низких температурах характеристики R134a заметно уступают характеристикам R12. Несмотря на трудный старт (всегда нелегко менять свои привычки), R134a уже широко используется многими разработчиками и должен распространиться все больше и больше (по мере снижения его цены), особенно в крупносерийных и моноблочных агрегатах.

Заметим, что масса R134a, заправляемого в контур, как правило, на 10...20% ниже массы R12, из-за разницы удельной массы этих веществ.

R404A представляет собой смесь трех соединений категории HFC (44% R125 + 52% R143a + 4% R134a) и предназначен для замены R502 в большинстве областей использования при средних и низких температурах с почти одинаковыми условиями функционирования.

В отличие от R502, который является так называемой азеотропной смесью (то есть при изменении агрегатного состояния ведет себя как индивидуальное вещество), R404A является псевдоазеотропной смесью. Это означает, что при постоянном давлении температура, при которой происходит изменение агрегатного состояния (кипение в испарителе и конденсация в конденсаторе) может изменяться в узком диапазоне.

Этот температурный гистерезис (глайд), называемый интервалом возгонки, “сдвигом”, или температурой скольжения, объясняется тем, что вначале к кипению стремится более летучий компонент (например, в смеси эфира и воды, эфир испаряется раньше, чем вода). Более интенсивное выкипание самого летучего компонента изменяет характеристики остающейся смеси (она обогащается менее летучими компонентами), при этом, одновременно, меняется соотношение между температурой и давлением насыщенного пара.

R404A имеет гистерезис менее 1 К, что может считаться пренебрежимо малой величиной (откуда и происходит его название псевдоазеотропной смеси). Однако, явление гистерезиса требует, чтобы заправка установки всегда производилась жидким R404A, а не газом, даже при дозаправке.

Действительно, заправка газом будет способствовать введению в контур самого летучего компонента, в ущерб остальным, что может заметно изменить характеристики установки.

Заметим, что наличие утечек из областей, где хладагент представляет собой гомогенную среду (переохлажденная жидкость или перегретый пар), не меняет состава смеси. Если утечка происходит из области, где хладагент находится в состоянии насыщенных паров (смесь жидкости и пара), скорость утечки каждого из компонентов почти одинакова для случая, когда мы имеем дело с азеотропной или псевдоазеотропной смесью. Для R404A эксперименты показали, что утечка такого рода относительно незаметно меняет состав остающейся смеси (к счастью!).

Отметим, что в одних и тех же условиях функционирования R502 и R404A имеют практически одинаковую удельную массу. Следовательно, расход через ТРВ будет одинаковым и заправка тоже. Наконец, при использовании R404A, рекомендуется устанавливать ТРВ с внешним уравниванием давления.

Поставщики хладагентов, как правило, с удовольствием сообщат вам все дополнительные сведения в зависимости от ваших потребностей (номограммы, диаграммы состояния, результаты сравнительных исследований, советы и рекомендации...). Так что не стесняйтесь пользоваться их консультациями.

Б) Проблемы, возникающие в существующих установках с исчезновением хладагентов CFC

Число установок, которые в настоящее время работают на хладагентах категории CFC (R12, R502...), довольно внушительно. Техническое обслуживание этих установок *в скором времени обязательно потребует дозаправки*. При этом, вам либо удастся раздобыть хладагент CFC (заплатив за него большие деньги), либо не удастся. И тогда нужно будет предусмотреть возможность замены CFC другим хладагентом.

Как мы только что увидели, использование хладагентов категории HFC (R134a, R404A, R407C, R410A...) *во вновь создаваемых установках* само по себе требует соблюдения многочисленных предосторожностей и порождает некоторые проблемы. То есть, замена CFC на HFC *в существующей установке* является очень сложной и дорогостоящей операцией, и предусматривать ее было бы нецелесообразно. В самом деле, *нужно будет обязательно удалить из контура следы минерального масла (для чего потребуется одна или несколько очень тщательных промывок контура)*, установить комплектующие, предназначенные для работы на HFC (ТРВ, фильтр-осушитель, смотровое стекло...), а иногда даже поменять компрессор.

Чтобы обойти эти сложности, в настоящее время разработано множество так называемых переходных хладагентов. Каждый из них имеет свои особенности и предназначен для замены существующих CFC. Однако напоминаем, что все переходные хладагенты являются смесями на основе хладагента категории HCFC R22. То есть их продолжительность жизни такая же, как и у R22 (снижение производства, начиная с 2000-го года, и полное прекращение производства к 2015-му году*).

Следовательно, их использование должно быть ограничено существующими установками, работающими на CFC, с целью максимального продления срока их службы с минимальными затратами до тех пор, пока их общее состояние (или объем работ, необходимых для их поддержания в рабочем состоянии) будут оправдывать затраты на покупку и монтаж новой установки, работающей на хладагентах категории HFC.

- ▶ **Использование смесей HCFC.** Для продления жизни существующих установок, использующих CFC, мыслится полностью отказаться от CFC и заменить их смесями HCFC, обеспечивающими с максимально возможной точностью те же выходные и внутренние параметры установок, что и CFC, и, следовательно, требующими минимального объема доработок установок.

Преимущества смесей HCFC. Дополнительно к минимальным потребностям в доработке существующих установок, основное преимущество смесей HCFC заключается в том, что они совместимы с маслами, традиционно используемыми с CFC. Это свойство чрезвычайно упрощает процедуру замены, потому что часто можно использовать одно и то же масло. В крайнем случае, нужно будет слить старое масло и заменить его тем же количеством алкилбензолного масла или смесью минерального и алкилбензолного масел, рекомендуемыми производителем компрессора, при этом никакой промывки контура не потребует.

Недостатки смесей HCFC. Эти смеси имеют температурный гистерезис (температуру скольжения) при изменении агрегатного состояния (известное понятие интервала возгонки, применительно к R404A, раскрыто нами выше). Однако, для HCFC, этот гистерезис вовсе не является пренебрежимо малым, поскольку, для некоторых переходных смесей, заменяющих R12, он может превышать 8 К (для смесей, заменяющих R502, он, как правило, менее 2 К).



Поэтому, заправка или дозаправка установок хладагентами HCFC должна обязательно проводиться только в жидкой фазе (см. рис. 58.7).

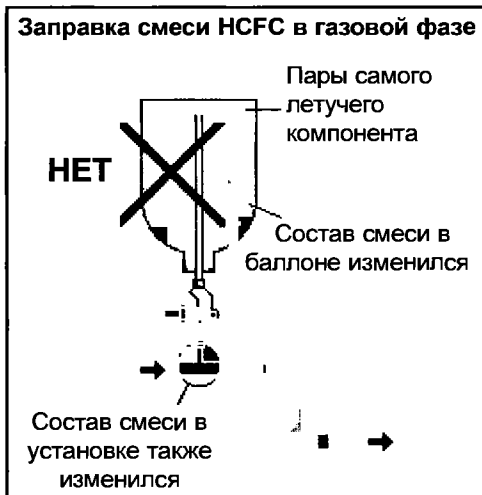


Рис. 58.7.

При работе с такими смесями холодильщик не сможет определять температуру хладагента в испарителе или конденсаторе по показаниям манометра (как он мог это делать при работе с R12, R22 и R502) по причине неоднозначности соотношения “давление-температура” из-за известного температурного гистерезиса.

* В России производство хладагентов категории CFC (ХФУ) прекращено с 20 декабря 2000 г. (Постановление Правительства РФ от 19.12.2000 г. № 1000) (прим. ред.).

Следовательно, нужно иметь в распоряжении таблицы производителя (или специальную линейку с номограммами, что более удобно для монтажной площадки), дающие различные зависимости между давлением и температурой для используемой смеси.

Однако при данном давлении, из-за температурного гистерезиса, таблицы (или линейка) дают две разных температуры: точку росы θ_p и температуру вскипания θ_v .

Точка росы указывает температуру паров в конце кипения или в начале конденсации (100% паров без всякого перегрева). И наоборот, точка вскипания представляет собой температуру жидкости в начале кипения или в конце конденсации (100% жидкости без всякого переохлаждения).

Чтобы не сбивать ремонтника с толку этой немного специфичной терминологией, сравним работу установки на R12 (гистерезис равен 0 К) с работой на смеси HCFC, которую мы будем называть "X" и гистерезис которой равен, например, 7 К (для максимального упрощения, будем считать потери давления в испарителе равными нулю). Данные по R12 и смеси HCFC "X" приведены в табл. 58.1.

Табл. 58.1.

$P_{абс}$	R12	СМЕСЬ HCFC "X"	
	$\theta_{кипения}$	$\theta_{росы(пары)}$	$\theta_{вскипания(жидкость)}$
2,5 бар	-6°C	-4°C	-11°C
11 бар	45°C	50°C	43°C

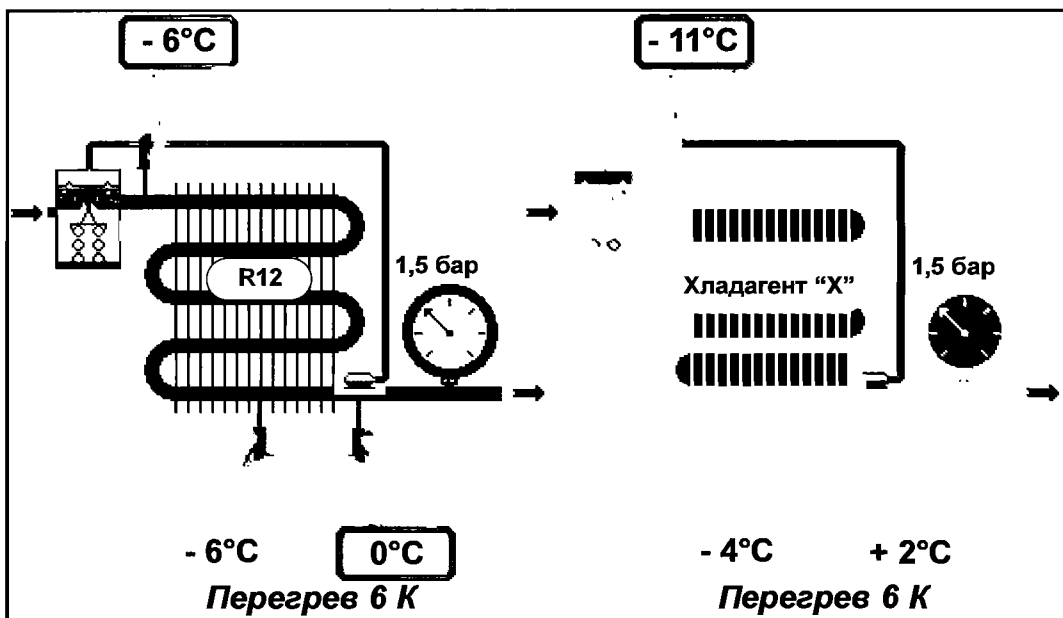


Рис. 58.8.

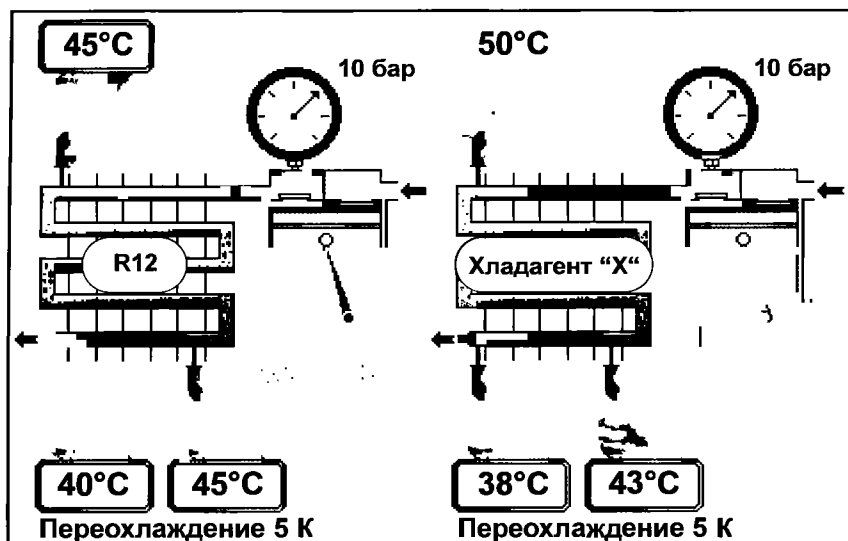
При давлении на выходе из испарителя (манометр НД) 1,5 бар (т.е. 2,5 бар абс.), температура кипения R12 равна -6°C. Это означает, что парожидкостная смесь в испарителе, в течение всего процесса кипения жидкости, остается при температуре -6°C.

Однако, в случае смеси HCFC "X" при том же давлении на выходе из испарителя, на входе в него (в начале испарителя) жидкость имеет температуру около -11°C ($\theta_{вскипания}$), постепенно повышаясь, по мере выкипания и продвижения в испарителе, чтобы в конце него достичь температуры -4°C ($\theta_{росы}$), когда выкипит последняя капля жидкости.

После этого, в обоих случаях, температура паров на выходе из испарителя повышается в результате одного и того же перегрева (здесь 6 К), достигаемого в месте крепления термобаллона ТРВ.

Табл. 58.2.

	R12	СМЕСЬ HCFC "X"	
$P_{абс}$	$\theta_{кипения}$	$\theta_{росы(пары)}$	$\theta_{вскипания(жидкость)}$
2,5 бар	- 6°C	- 4°C	- 11°C
11 бар	45°C	50°C	43°C



Рассмотрим теперь, что происходит в конденсаторе (см. табл. 58.2 и рис. 58.9). При давлении на входе в конденсатор 10 бар (т.е. 11 бар абс.), показываемом манометром ВД, температура R12 равна 45°C. Это означает, что парожидкостная смесь R12 остается при температуре 45°C в течение всего процесса конденсации. Однако, в случае

Рис. 58.9.

смеси HCFC "X" при том же давлении, температура парожидкостной смеси в начале конденсатора составляет 50°C ($\theta_{росы}$), а далее, по мере продвижения по конденсатору и продолжения конденсации, постепенно падает, достигая 43°C ($\theta_{вскип.}$) при конденсации последней молекулы пара. После этого, в обоих случаях, сконденсировавшаяся жидкость переохлаждается на одну и ту же величину (здесь 5 К) до тех пор, пока не дойдет до выхода из конденсатора.

На рис. 58.10 показано, как пользоваться специальной линейкой с нанесенными на нее номограммами "давление-температура", проградуированной в единицах избыточного давления.

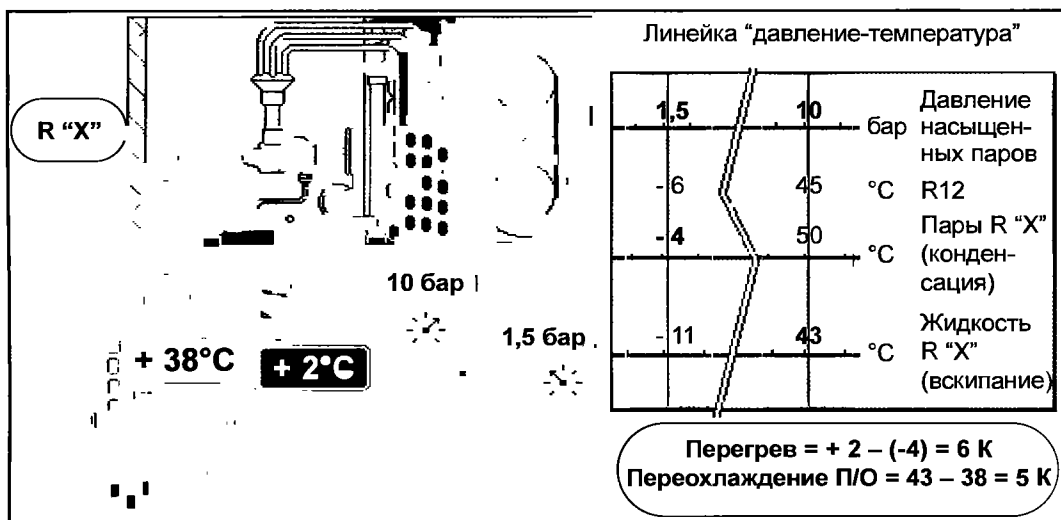


Рис. 58.10.

Запомните, что в случае хладагента с большим гистерезисом, перегрев паров нужно оценивать по отношению к точке росы (пар), а переохлаждение жидкости – по отношению к точке вскипания (жидкость).

При работе с хладагентом “Х”, неопытный ремонтник может посчитать, что перегрев повышен, так как составляет $2 - (-11) = 13$ К вместо 6 К, или переохлаждение повышено, так как составляет $50 - 38 = 12$ К вместо 5 К и на основе необычных данных строить предположения о неисправностях.

Однако, он может также посчитать, что перегрев завышен, в то время как компрессор “глохнет” жидкость, или что переохлаждение нормальное, тогда как оно равно нулю. Так что будьте особенно внимательны при работе с этими жидкостями и рассчитывайте на приобретение опыта их эксплуатации!

ПРИМЕЧАНИЕ. На практике, на выходе из ТРВ уже имеется парожидкостная смесь (порядка 80% жидкости + 20% пара для большинства установок). Это означает, что реально температура вскипания достигается *внутри* ТРВ. Следовательно, температура на входе в испаритель выше, чем температура вскипания, что приводит к снижению действительного гистерезиса (см. рис. 58.11).

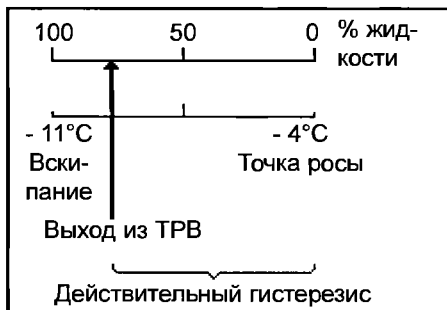


Рис. 58.11.

Более того, потери давления в испарителе снижают давление хладагента на выходе из испарителя, а следовательно, уменьшается и его температура (действительная точка росы ниже, чем теоретическая), что также приводит к уменьшению действительного гистерезиса. Такое двойное уменьшение приводит к тому, что хладагенты с небольшим гистерезисом можно считать квазиазеотропными (например, переходные смеси для замены R502). Однако, переходные смеси для замены R12 обладают гораздо более значительным гистерезисом (до 8 К), пренебрегать которым невозможно.

В) Процедура переоборудования установок под смеси HCFC

Прежде, чем предусматривать переоборудование установки, необходимо предварительно очень серьезно изучить финансовые и технические возможности такого переоборудования. Например, в каком состоянии находится установка? Сколько времени она эксплуатируется? Нормально ли она работает? Какие хладагенты могут быть использованы с установленным компрессором? Какой переходный хладагент HCFC выбрать? Какова величина заправки CFC в установку? Какой предстоит объем работ? Какие дополнительные затраты потребуются для переоборудования установки непосредственно под R22 или под хладагенты HFC (R134a, R404A, R407C...)?

Когда решение о переоборудовании установки принято и выбран переходный хладагент HCFC, необходимо будет следовать процедуре, предписанной изготовителем компрессора (из-за проблем смазки, которые сами по себе могут перевесить все остальные проблемы) и производителем нового хладагента (который в совершенстве знает свою продукцию).

Для сведения, мы приводим наиболее общую последовательность действий при переоборудовании установки (она может претерпевать изменения в зависимости от типа первоначально заправленного хладагента CFC и выбранного для замены хладагента HCFC).

- 1) Нужно составить перечень значений рабочих параметров установки при работе на существующем хладагенте CFC (как минимум: давление, температуры, перегрев, переохлаждение температурные напоры испарителя и конденсатора, потребляемый ток). В случае обнаружения отклонений, их причину необходимо обязательно устранить до начала переоборудования, поскольку чудес, как правило, не бывает, и при переходе на новый хладагент они не исчезнут.

Очень важно добиться, чтобы установка была абсолютно герметичной (контур, который каждую неделю нужно дозаправлять, должен быть отремонтирован). Индикатор влажности внутри смотрового стекла должен показывать, что контур сухой, а контроль кислотности масла компрессора должен свидетельствовать об отсутствии кислот (настоятельно рекомендуется провести полный анализ компрессорного масла).

- 2) После закрытия вентиля выхода жидкости из ресивера и перекачки всего хладагента в жидкостной ресивер, нужно будет слить CFC для экономии времени, желательного, в жидкой фазе (см. раздел 57. "Проблемы слива и повторного использования хладагента"). После откачки из установки остатков хладагента, находящихся в контуре в газовой фазе, нужно будет взвесить весь слитый хладагент (результаты взвешивания понадобятся нам при выполнении операций, изложенных в пункте 4). Наконец, можно слить масло, соблюдая правила обращения с обычными маслами.
- 3) Залить свежее масло в компрессор (в соответствии с инструкциями разработчика компрессора) в том же количестве, которое было слито при выполнении операций, перечисленных в пункте 2. Также нужно будет поменять фильтр-осушитель (кроме того, рекомендуется установить фильтр на всасывающей магистрали компрессора), а затем очень тщательно откачать контур, чтобы как можно лучше удалить из него любые следы CFC (заменяющий хладагент уже является смесью, так не будем добавлять в него еще и CFC!).
- 4) После этого можно начинать заправку находящейся под вакуумом установки смесью HCFC, обязательно в жидкой фазе. В зависимости от хладагента, нужно будет залить в контур, желательного, через жидкостную магистраль, порядка 70...80% массы от слитого ранее (см. пункт 2) хладагента CFC, а затем запустить компрессор.



ЗАМЕТЬТЕ, ЧТО ТРВ НЕ МЕНЯЕТСЯ, НЕСМОТРЯ НА ЗАМЕНУ ХЛАДАГЕНТА.

Так, ТРВ для R12 может быть использован в установке, заправленной FX56. Точно также, ТРВ для R502 может работать в установке, заправленной FX10 или HP80.

Это вполне нормально, потому что термодинамические характеристики переходных хладагентов очень близки к характеристикам CFC, и таким образом, специальный ТРВ не требуется*. Во время периода выхода установки на номинальный режим, необходимо особенно внимательно наблюдать за значением перегрева с тем, чтобы поддерживать его в приемлемых пределах (в частности, обращать внимание на недопущение гидроударов!).

ПРИМЕЧАНИЕ. Будьте осторожны! Может случиться так, что ТРВ для R12 окажется в составе установки, работающей на R134a или ТРВ для R502 будет установлен в контуре, заправленном R404A. Если это произойдет, автор желает вам (также, как и установке), чтобы природа хладагента была установлена как можно скорее!

В зависимости от используемого переходного хладагента (и его температурного гистерезиса), может потребоваться настройка перегрева, а иногда и смена сопла ТРВ (поставщик хладагента даст вам все нужные сведения). Наконец, если потребуется дозаправить установку, *делать это нужно всегда только в жидкой фазе.*

ОЧЕНЬ ВАЖНО. Хладагент HP80 (производство Du Pont) содержит 38% R22, 60% R125 и 2% R290 (пропан). Хладагент FX10 (производство Atofina) содержит 45% R22 и 55% R143a. *Хотя их химический состав существенно отличается, каждый из этих двух хладагентов является переходной смесью для замены R502. Нетрудно догадаться, что ни в коем случае нельзя смешивать между собой HP80 и FX10!*

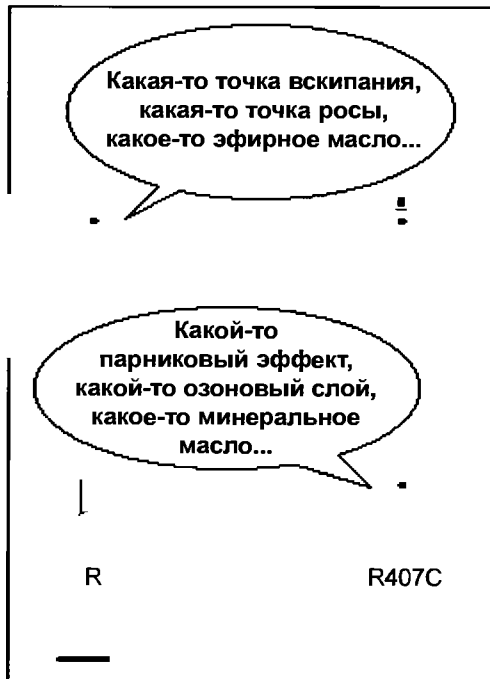
* Не все специалисты согласны с этим мнением. Например, Danfoss производит специальные ТРВ для смесей HCFC, предназначенные для каждого конкретного вида хладагента. (прим. ред.).



ВНИМАНИЕ! РАЗЛИЧНЫЕ ПЕРЕХОДНЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ ЯВЛЯЮТСЯ СМЕСЯМИ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ВЕЩЕСТВ. КАЖДЫЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬ ИСПОЛЬЗУЕТ РАЗНЫЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ВЕЩЕСТВА В РАЗЛИЧНЫХ ПРОПОРЦИЯХ. ПОЭТОМУ НИКОГДА НЕЛЬЗЯ СМЕШИВАТЬ ЭТИ ХЛАДАГЕНТЫ МЕЖДУ СОБОЙ.

- 5) В конце процедуры переоборудовния следует проверить настройку задающей аппаратуры (термостатов, реле и предохранительных устройств, *осуществить поиск возможных утечек и обязательно промаркировать установку (указав тип хладагента и марку масла)*). В зависимости от норм и правил, действующих в различных странах, нужно будет заполнить соответствующую документацию, в которой указать все выполненные операции и привести дополнительные сведения об установке согласно этим правилам.

Перечень значений основных рабочих параметров после переоборудования позволит вам выполнить объективное сравнение полученных результатов. Как правило, рекомендуется также осуществить профилактический контроль характеристик масла с целью предупреждения последующих отклонений.



59. ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА В ТОРГОВОМ И КОММЕРЧЕСКОМ ХОЛОДИЛЬНОМ ОБОРУДОВАНИИ

Ранее мы уже сравнивали параметры функционирования воздушных кондиционеров и торгового холодильного оборудования (см. раздел 12). В настоящем разделе мы более подробно рассмотрим специфику работы установок для охлаждения и замораживания пищевых продуктов.

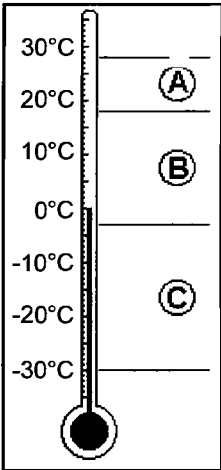


Рис. 59.1.

Прежде всего, разница между кондиционерами и торговым холодильным оборудованием заключается в отличиях между температурами в охлаждаемых объемах. Наглядные значения этих температур показаны на рис. 59.1.

- ▶ **Зона А** от 25°C до 18°C характерна для температур, реализуемых в системах кондиционирования.
- ▶ **Зона В** 14°C до -3°C характерна для температур, реализуемых в системах охлаждения и хранения свежих (незамороженных) продуктов.
- ▶ **Зона С** -8°C до -28°C характерна для температур, реализуемых в системах хранения замороженных продуктов.

Примечание: диапазон температур в охлаждаемом объеме от -3°C до -8°C в торговом холодильном оборудовании, как правило, не используется.

Для торгового холода, в отличие от кондиционеров, нет понятия “комфортное жизнеобеспечение людей”. Главное для этой сферы применения искусственного холода – обеспечение сохранности и качества продуктов питания. Назначением торгового холодильного оборудования является

ограничение и предотвращение развития бактерий в процессе хранения пищевых продуктов с целью увеличения срока их сохранности. Разобьем зоны, указанные на рис. 59.1, на 5 температурных уровней.

- ▶ **Уровень 1:** от 20°C до 27°C соответствует температурам в помещениях, занятых людьми, обеспечивая комфортные условия их жизнедеятельности и высокую работоспособность.
- ▶ **Уровень 2:** от 10°C до 16°C используется для хранения вин, созревания некоторых плодовых и овощных культур (бананы, зеленые помидоры). Заметим, что температуры, наиболее благоприятные для развития бактерий, находятся в диапазоне от 65°C до 10°C. При температурах от 10°C до 3°C размножение бактерий продолжается и только при температурах ниже 3°C начинает резко замедляться.
- ▶ **Уровень 3:** от 3°C до -3°C используется для хранения свежих пищевых продуктов, обеспечивая максимальное замедление прорастивания растительных продуктов, но не допуская их замораживания.
- ▶ **Уровни 4, 5 и 6** от -8°C до -26°C используются для хранения замороженных продуктов. В частности, уровень 4 (от -8°C до -10°C) используется для хранения молочных продуктов, уровень 5 (от -18°C до -20°C) – для хранения упакованных продуктов. Уровень 6 относится к более низким температурам (ниже -20°C), используемым в холодильных камерах типа “кладовка”.



Внимание! При температуре замороженных продуктов ниже -10°C бактерии не погибают, прекращается лишь их размножение. Если температура вновь поднимается выше -10°C, размножение бактерий возобновляется: это обстоятельство необходимо помнить при проектировании предприятий по производству, транспортировке, хранению и продаже замороженных продуктов.

Таким образом, главное, что нужно учитывать при работе с замороженными продуктами, состоит в следующем: любое повышение температуры замороженного продукта допустимо только в том случае, когда этот продукт предназначен для немедленного использования в процессе приготовления пищи. Иначе появляется реальная опасность пищевого отравления, ответственность за которое может быть возложена на холодильщика: *обязательство по поддержанию заданного температурного режима, как правило, указывается в договоре на поставку и монтаж холодильного оборудования.*

Однако соблюдение указанного в договоре температурного режима является необходимым, но недостаточным условием для сохранения высокого качества пищевой продукции. Например, температура хранения свежей говядины должна быть в диапазоне от 0°C до -1°C , однако имейте ввиду то, что:

- ▶ Если мясо находится в герметичной упаковке, относительная влажность воздуха в камере, где оно хранится, может меняться в диапазоне от 75% до 80%;
- ▶ Если мясо не упаковано, относительная влажность обязательно должна быть более высокой, то есть находится в диапазоне от 85% до 90%. Действительно, если влажность слишком низкая, мясо будет обезвоживаться и высохнет. Если влажность будет слишком высокой, мясо покроется слизью. В том и другом случае потери будут огромными.

⊗ *Внимание! Диапазон относительной влажности воздуха в охлаждаемом объеме, указанный в договоре, является таким же важным параметром работы холодильной машины, как и температурный диапазон.*

В настоящем разделе, посвященном специфике торгового и коммерческого холодильного оборудования, мы рассмотрим различные способы соблюдения требований договора в отношении заданных диапазонов изменения температуры и влажности в охлаждаемом объеме и изучим технические и технологические приемы, которые это обеспечивают.

В качестве холодильной машины будем использовать установку, показанную на рис. 59.2.

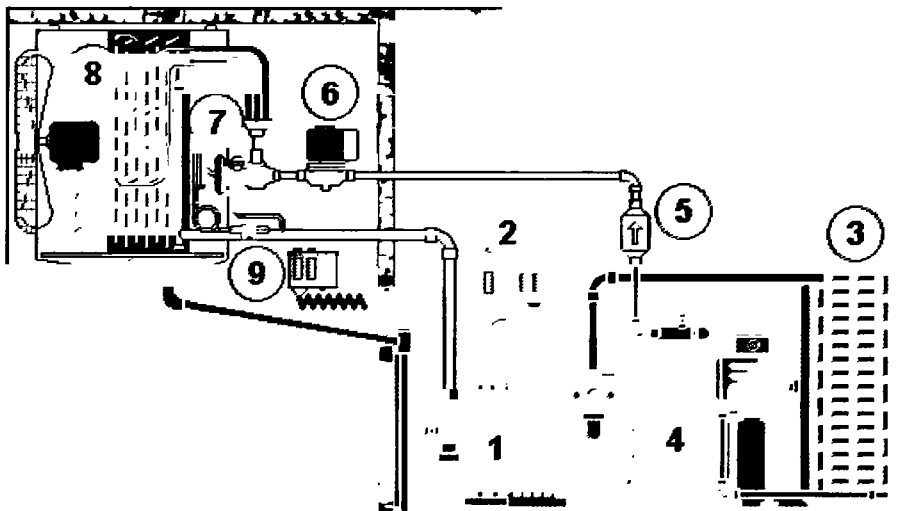


Рис. 59.2.

Это классическая установка, включающая бессальниковый компрессор (поз. 1), оснащенный двойным предохранительным реле высокого (ВД) и низкого (НД) давлений (поз. 2), конденсатор воздушного охлаждения (поз. 3), жидкостной ресивер (поз. 4), фильтр-осушитель (поз. 5), электромагнитный клапан (поз. 6), терморегулирующий вентиль (поз. 7) с линией внешнего уравнивания давлений и распределителем жидкости, потолочный воздухоохладитель (поз. 8) с принудительным обдувом и датчик температуры в охлаждаемом объеме (поз. 9).

Рассмотрим поведение параметров этого холодильного контура во время его работы и порассуждаем.

Обеспечение заданного уровня относительной влажности

Напомним, что эту тему мы уже вкратце рассматривали (пункт 3 раздела 56 “Различные проблемы холодильного контура”).

Поддерживать заданную температуру в охлаждаемом объеме сравнительно просто. Для этого достаточно подобрать холодильную установку требуемой производительности и обеспечить надлежащим образом работу терморегулятора. Однако, для поддержания заданной влажности воздуха в холодильной камере необходимо правильно подобрать пару “компрессор-воздухоохладитель”, поскольку только совместная работа этих двух элементов в конечном итоге будет определять относительную влажность охлаждаемого воздуха!

Ранее мы определили, что полный температурный напор на испарителе $\Delta t_{\text{и}}$ равен разности между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой кипения T_0 . В примере на рис. 59.3 имеем $\Delta t_{\text{и}} = +4 - (-2) = 6$ К. Чем ниже будет температура кипения T_0 , тем больше будет расти температурный напор $\Delta t_{\text{и}}$. В нашем примере при $T_0 = -10^\circ\text{C}$ температурный напор $\Delta t_{\text{и}} = +4 - (-10) = 14$ К.

С другой стороны, понятно, что при падении T_0 испаритель будет более интенсивно покрываться инеем, то есть воздух, проходящий через такой испаритель, будет сильнее обезвоживаться, а его влажность начнет снижаться.

Отсюда мы можем заключить, что рост температурного напора на испарителе приведет к падению влажности охлаждаемого воздуха.

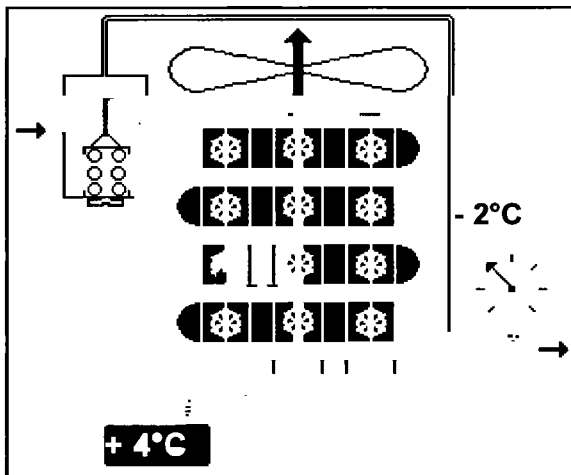


Рис. 59.3.

Теперь, когда мы знаем, что влажность в холодильной камере зависит от полного температурного напора на испарителе $\Delta t_{\text{и}}$, вы можете ознакомиться с рекомендациями табл. 59.1.

Табл. 59.1.

Тип испарителя	Рекомендуемые значения полного температурного напора $\Delta t_{\text{и}}$ (К) для получения желаемой относительной влажности HR (%)			
	HR от 95% до 90%	HR от 90% до 85%	HR от 85% до 80%	HR от 80% до 75%
С принудительным обдувом	От 3 до 5 К	От 5 до 7 К	От 7 до 9 К	От 9 до 11 К
С естественной конвекцией	От 8 до 10 К	От 10 до 12 К	От 12 до 15 К	От 15 до 20 К
Низкотемпературный (Тохл < 0°C)	Продукты без упаковки		Продукты в упаковке	
С принудительным обдувом	От 5 до 6 К		От 7 до 8 К	

Из материалов табл. 59.1 видно, что для высокотемпературного испарителя при заданной относительной влажности в охлаждаемом объеме HR от 85 до 90% мы должны обеспечить:

- ▶ На испарителях с принудительным обдувом полный температурный напор $\Delta t_{\text{и}}$ от 5 К до 7 К.
- ▶ На испарителях с естественной конвекцией полный температурный напор $\Delta t_{\text{и}}$ от 10 К до 12 К.

Испаритель представляет собой ни что иное как длинную трубу, снабженную оребрением и, при необходимости, одним или несколькими вентиляторами. Вместе с тем, каждый испаритель характеризуется своими конструктивными параметрами, определяющими его холодопроизводительность. Рассмотрим *два абсолютно одинаковых испарителя (рис. 59.4)*. Заметим, что температура воздуха на входе в эти испарители одна и та же, и равна +4°C.

Вариант 1: Низкое давление (давление кипения) *соответствует температуре кипения +4°C*, то есть в точности равной температуре воздуха на входе в испаритель. В этих условиях охлаждение воздуха невозможно. То есть, при температурном напоре на входе в испаритель $\Delta t_i = 0$ холодопроизводительность испарителя равна нулю.

Вариант 2: Давление кипения соответствует температуре кипения -2°C. Температура воздуха на входе в испаритель по прежнему равна +4°C. Температурный напор $\Delta t_i = 6K$. Поскольку температура испарителя ниже температуры воздуха, то воздух может охлаждаться.

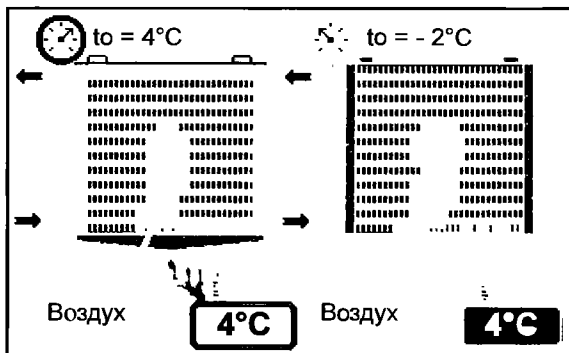


Рис. 59.4.

В общем случае, чем больше полный температурный напор на испарителе, тем больше холодопроизводительность. Для данного испарителя, если мы хотим повысить его холодопроизводительность, то необходимо увеличить температурный напор. В табл. 59.2 приведены данные об изменении холодопроизводительности четырех типов испарителей в зависимости от температурного напора.

Табл. 59.2.

Изменение холодопроизводительности испарителей в зависимости от температурного напора Δt_i при работе на хладагенте R22, Вт		
Тип испарителя	$\Delta t_i = 6 K$	$\Delta t_i = 8 K$
И-15	1850	2450
И-25	2350	3150
И-35	2850	3800
И-45	3350	4450

Данные табл. 59.2 показывают, что испаритель И-25 при $\Delta t_i = 6 K$ обеспечивает холодопроизводительность 2350 Вт, а при $\Delta t_i = 8 K$ его холодопроизводительность возрастает до 3150 Вт.

Таким образом, чем больше растет полный температурный напор на испарителе Δt_i , тем больше становится его холодопроизводительность, но тем ниже падает относительная влажность воздуха в охлаждаемом объеме.

Вспомним теперь (см. раздел 33 "Влияние давления на массовый расход и холодопроизводительность"), что холодопроизводительность холодильной машины определяется величиной массового расхода хладагента по контуру. Вспомним также, что массовый расход хладагента зависит от характеристик компрессора и условий его работы. Теперь рассмотрим табл. 59.3, в которой приведены данные по холодопроизводительности трех типов компрессоров в зависимости от условий их работы.

Табл. 59.3.

Характеристики компрессоров типа Км при работе на хладагенте R22 (Холодопроизводительность, Вт)											
Тип компрессора	Тк*	Высокотемпературный холод ($T_0 > 0^\circ C$)			Среднетемпературный холод ($T_0 < 0^\circ C$)			Низкотемпературный холод ($T_0 < -15^\circ C$)			
		10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Км-18	40°C	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	-	-
	47°C	-	-	2630	2200	1820	1480	1170	-	-	-
	55°C	-	-	-	2020	1640	1360	-	-	-	-
Км-23	40°C	-	-	3650	3100	2600	2100	1750	1360	1050	-
	47°C	-	-	-	2650	2300	1850	1520	1170	-	-
	55°C	-	-	-	-	2040	1630	1310	-	-	-
Км-25	40°C	-	-	-	3380	2800	2300	1840	1440	1090	780
	47°C	-	-	-	-	2490	2020	1600	1250	910	650
	55°C	-	-	-	-	2260	1820	1430	1100	-	-

* Тк – температура конденсации.

Чтобы обеспечить требуемую влажность воздуха в охлаждаемом объеме, необходимо таким образом подобрать пару “компрессор/испаритель”, чтобы при заданных значениях холодопроизводительности и температуры воздуха влажность воздуха была бы не ниже требуемой. Как это сделать, продемонстрируем на следующем примере.

59.1. УПРАЖНЕНИЕ. ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ

Ваш клиент желает хранить телятину при температуре воздуха в холодильной камере $+1^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности от 85 до 90%. Расчет тепловых нагрузок показал, что требуемая холодопроизводительность при температуре окружающей среды 32°C составляет 2700 Вт. С помощью данных *таблицы 59.2* и *59.3* необходимо подобрать пару “компрессор/испаритель”, обеспечивающую выполнение указанных требований, причем в качестве испарителя будет использоваться воздухоохладитель с принудительным обдувом.

Решение

Прежде чем выбирать пару “компрессор/испаритель”, необходимо определить температуру кипения T_0 . Из данных *таблицы 59.1* видно, что для воздухоохладителя с принудительным обдувом требуемый диапазон относительной влажности (от 85% до 90%) будет обеспечен, если температурный напор $\Delta\theta_{\text{и}}$ находится в диапазоне от 5 до 7 К. Зададим значение $\Delta\theta_{\text{и}} = 6$ К и найдем T_0 :

$$T_0 = T_{\text{охл}} - \Delta\theta_{\text{и}} = +1 - 6 = -5^{\circ}\text{C}$$

$$T_0 = -5^{\circ}\text{C}$$

Для подбора компрессора необходимо также знать температуру конденсации $T_{\text{к}}$ (см. раздел 21 “Конденсаторы воздушного охлаждения. Нормальная работа”).

$T_{\text{к}} = T_{\text{окр}} + \Delta\theta_{\text{к}}$, где $\Delta\theta_{\text{к}} = T_{\text{к}} - T_{\text{окр}}$ – температурный напор на конденсаторе, $T_{\text{к}}$ – температура конденсации, $T_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха на входе в конденсатор.

$$\text{То есть, } T_{\text{к}} = 32^{\circ}\text{C} + 15 \text{ К} = 47^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{к}} = 47^{\circ}\text{C}$$

Теперь нам необходимо выбрать из *табл. 59.3* такой компрессор, который имел бы холодопроизводительность 2700 Вт при $T_0 = -5^{\circ}\text{C}$ и $T_{\text{к}} = 47^{\circ}\text{C}$ *

Тип компрессора	$T_{\text{к}}$	Высокотемпературный холод ($T_0 > 0^{\circ}\text{C}$)			Среднетемпературный холод ($T_0 < 0^{\circ}\text{C}$)			Низкотемпературный холод ($T_0 < -15^{\circ}\text{C}$)			
		10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
Км-18	40°C	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	–	–
	47°C	–	–	2630	2200	1820	1480	1170	–	–	–
	55°C	–	–	–	2020	1640	1360	–	–	–	–
Км-23	40°C	–	–	3650	3100	2600	2100	1750	1360	1050	–
	47°C	–	–	–	2650	2300	1850	1520	1170	–	–
	55°C	–	–	–	–	2040	1630	1310	–	–	–
Км-25	40°C	–	–	–	3380	2800	2300	1840	1440	1090	780
	47°C	–	–	–	–	2490	2020	1600	1250	910	650
	55°C	–	–	–	–	2260	1820	1430	1100	–	–

Этим требованиям лучше всего соответствует модель Км-23, которая при $T_0 = -5^{\circ}\text{C}$ и $T_{\text{к}} = 47^{\circ}\text{C}$ обеспечивает холодопроизводительность 2650 Вт.

Теперь из *табл. 59.2* мы должны подобрать испаритель, обеспечивающий холодопроизводительность не ниже 2700 Вт. Таким испарителем будет модель И-25. Этот тип испарителя имеет холодопроизводительность 2350 Вт при $\Delta\theta_{\text{и}} = 6$ К и 3150 Вт при $\Delta\theta_{\text{и}} = 7$ К. Холодопроизводительность этой модели будет равна 2750 Вт (холодопроизводительность испарителя прямо пропорциональна температурному напору на нем).

Тип испарителя	$\Delta\theta_{\text{и}} = 6$ К	$\Delta\theta_{\text{и}} = 8$ К
И-15	1850	2450
И-25	2350	3150
И-35	2850	3800
И-45	3350	4450

* Строго говоря, холодопроизводительность компрессора будет определяться не только температурами кипения T_0 и конденсации $T_{\text{к}}$, но и такими параметрами, как перегрев пара на всасывании $\Delta t_{\text{всас}} = T_{\text{всас}} - T_0$ и переохлаждением жидкости на входе в ТРВ $\Delta t_{\text{перехл}} = T_{\text{к}} - T_{\text{ж. вх. ТРВ}}$. (прим. ред.).

При совместной работе выбранного испарителя и компрессора, холодопроизводительность которого равна 2650 Вт, можно считать, что температурный напор на испарителе будет находиться в диапазоне от 5 до 7 К. Указанный диапазон хорошо согласуется с требованиями технического задания.

В заключение следует подчеркнуть, что выбор пары “испаритель/компрессор” не должен производиться без учета требований к влажности воздуха в охлаждаемом объеме. Необходимо помнить, что влажность воздуха в холодильной камере или торговом оборудовании (витрине, прилавке и т.п.) напрямую зависит от полного температурного напора на испарителе $\Delta\theta$.



На воздухоохладителях с принудительным обдувом, используемых в торговом оборудовании при плюсовых температурах в охлаждаемом объеме, полный температурный напор $\Delta\theta$ очень часто задают равным 6 К, поскольку большинство хранящихся в таком оборудовании продуктов требует относительной влажности от 85% до 90%.

При минусовых температурах полный температурный напор $\Delta\theta$ как правило доходит до 7 К, так как хранящиеся при этих температурах продукты в большинстве своем находятся в герметичной упаковке.



Понятия “сухой и влажный воздух” рассматриваются в разделе 71, основы измерения влажности – в разделе 72.



Рис. 59.5.

60. ОТТАЙКА ТОРГОВОГО И КОММЕРЧЕСКОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Выше было показано, что полный температурный напор $\Delta\theta$ на испарителях, устанавливаемых в торговом и коммерческом холодильном оборудовании, как правило, составляет около 6 К. Из этого можно заключить, что всякий раз, когда температура в охлаждаемом объеме будет ниже 6°C , температура кипения хладагента в испарителе будет отрицательной (менее 0°C).

Поэтому водяные пары, конденсирующиеся на испарителе, будут превращаться в иней (см. пункт 3 раздела 56). Водяные пары в охлаждаемом объеме появляются в результате выделения влаги хранящимися в нем продуктами и поступают вместе с наружным воздухом.

Появление инея на ребрах испарителя (см. рис. 60.1) приводит к снижению теплообменной поверхности, загромождает пространство для прохода воздуха и снижает холодопроизводительность испарителя (см. раздел 20 "Слишком слабый испаритель").

В этих условиях давление кипения начинает падать (что еще больше усиливает обледенение испарителя), а температура в охлаждаемом объеме растет. В результате клиент обязательно вызовет ремонтников.

Следовательно, образование снежной "шубы" на испарителе является одной из таких проблем, с которыми холодильщику регулярно приходится сталкиваться. Изредка ему удается избежать появления этой проблемы, однако он должен быть всегда готов к тому, чтобы минимизировать и предотвращать обледенение испарителя, периодически организуя его оттайку.

Прежде всего, необходимо подбирать шаг оребрения испарителя в зависимости от условий его работы: чем больше опасность обледенения, тем больше должен быть шаг оребрения.

Шаг оребрения – это расстояние между двумя соседними ребрами. На рисунке 60.2 показаны 2 испарителя, один из которых имеет шаг оребрения 4 мм, а другой – 6 мм. Чем больше будет шаг оребрения, тем толще должна быть "снежная шуба", чтобы ухудшить работу испарителя.

Таким образом, скорость обледенения испарителя зависит не только от температуры кипения T_0 , но и от шага оребрения.

Примечание. Средняя температура поверхности ребер несколько выше температуры кипения T_0 . Поэтому зачастую считают, что если температура в охлаждаемом объеме выше 4°C , то нет необходимости в организации специального цикла оттайки: оттайка испарителя в этом случае происходит регулярно под действием поступающего на него воздуха (температура которого выше 4°C) в периоды, когда компрессор не работает.

В тех случаях, когда в работу холодильной машины вводится цикл оттайки, необходимо использовать часовой механизм. Этот механизм может быть электрическим или электронным, что не имеет значения, но принцип остается один и тот же – механизм должен периодически запускать режим оттайки.

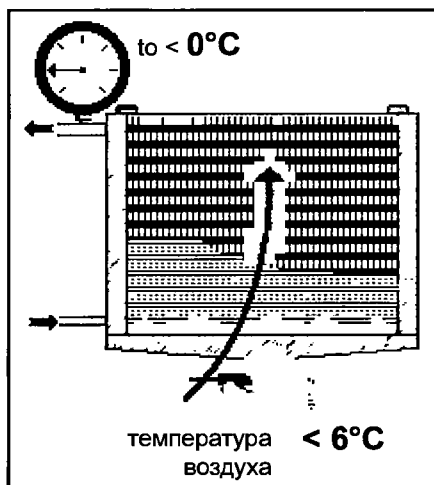


Рис. 60.1.

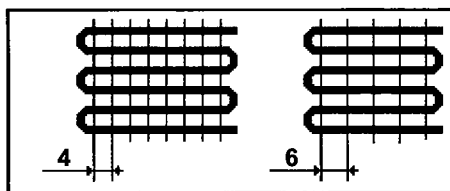


Рис. 60.2.

Окончание режима оттайки может также задаваться часовым механизмом, однако предпочтительнее использовать для этого датчик температуры поверхности испарителя. Это позволяет оптимизировать продолжительность режима оттайки и быть уверенным в том, что оттайка завершена. Существуют три основных метода оттайки:

- ▶ Обдув испарителя воздухом, если температура в охлаждаемом объеме больше 4°C.
- ▶ Оттайка электронагревателями.
- ▶ Оттайка горячим паром (подачей пара хладагента в испаритель с выхода из компрессора или за счет использования клапана обратимости цикла).

Рассмотрим эти методы более подробно.

Оттайка воздушным потоком

Данный метод применяется только там, где температура воздуха в охлаждаемом объеме выше или равна 4°C. Существует несколько вариантов оттайки воздушным потоком. Мы опишем четыре.

Первый вариант

Применяется для оттайки испарителей, установленных в камерах с низким выделением влаги и малой толщиной снежной “шубы” (например, для хранения напитков в бутылках, пакетах, герметично упакованных продуктов и т.п.).

В этом случае (см. рис. 60.3) после остановки компрессора Км (контакты 4-5 разомкнуты регулятором температуры Т) оттайка испарителя обеспечивается за счет непрерывной работы вентилятора В и обдува ребер воздухом с температурой не ниже 4°C.

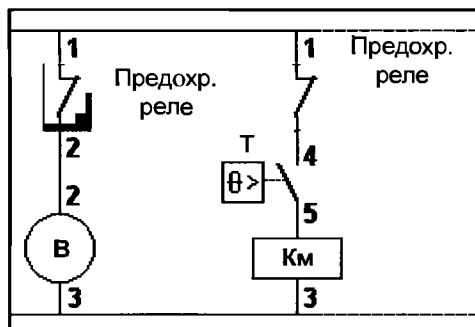


Рис. 60.3.

Второй вариант

Если при использовании первого варианта полной оттайки испарителя не происходит (например, из-за того, что продолжительность выключения компрессора мала), следует установить часовой механизм Ч (см. рис. 60.4), контакты которого 4-5 будут предотвращать запуск компрессора Км, даже если контакты 5-6 регулятора Т замкнутся. Вентилятор В при этом будет работать.

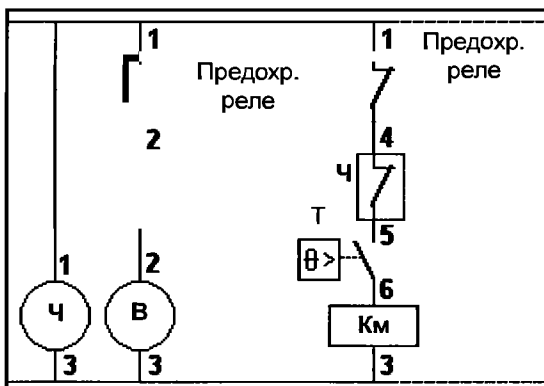


Рис. 60.4.

Число циклов оттайки и их продолжительность задаются часовым механизмом. Программировать часовой механизм рекомендуется таким образом, чтобы оттайка происходила при минимальной нагрузке камеры или тогда, когда камера не используется. По возможности, во избежание нежелательного повышения температуры, оттайку следует производить в нерабочее время.

Третий вариант

Оттайка по второму варианту не дает гарантии того, что к моменту запуска компрессора по окончании установленного времени оттайки испаритель будет чистым (без остатков снежной “шубы”).

И наоборот, может случиться так, что оттайка уже закончится (испаритель будет чистым), а компрессор продолжает оставаться выключенным, поскольку время на оттайку, установленное часовым механизмом, еще не истекло. В этом случае температура в охлаждаемом объеме будет расти бесполезно.

Во избежание таких недостатков рекомендуется использовать схему организации оттайки, представленную на рис. 60.5. В этой схеме часовой механизм Ч определяет только момент начала оттайки, замыкая контакты Ч (1-7) и подавая питание на реле начала оттайки НО (9-3). При подаче питания на реле НО (9-3) контакты этого реле НО (4-5) размыкаются и компрессор Км (6-3) останавливается. Начинается оттайка.

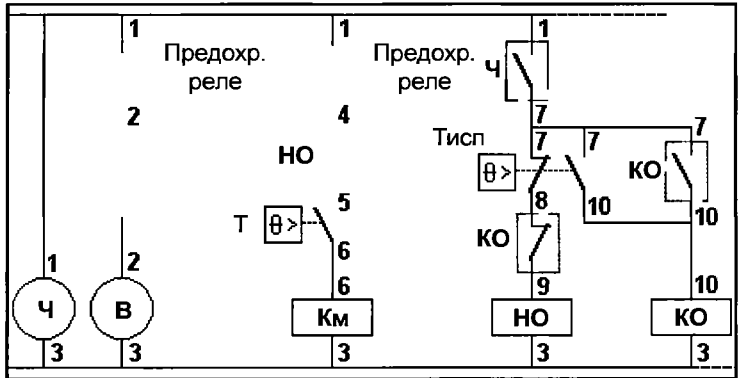


Рис. 60.5.

Датчик температуры испарителя Тисп меряет температуру поверхности ребер. Если оттайка идет слишком долго, часовой механизм Ч может выдать команду на запуск компрессора, не дожидаясь сигнала от датчика температуры Тисп. Такая команда предусматривает размыкание контактов Ч (1-7), снятие питания с реле начала оттайки НО (9-3) и замыкание контактов этого реле НО (4-5). С другой стороны, если температура ребер испарителя превышает 10°C, это говорит о том, что испаритель чистый. Тогда контакты (7-8) датчика Тисп размыкаются, контакты (7-10) замыкаются. Реле начала оттайки НО (9-3) обесточивается, а реле конца оттайки КО (3-10) запитывается. Контакты КО (7-10) реле конца оттайки обеспечивают самозащиту реле КО (3-10). Поэтому, даже если контакт часового механизма Ч (1-7) замкнут, реле начала оттайки НО (9-3) будет обесточено и контакты НО (4-5) замкнутся, обеспечив запуск компрессора, не дожидаясь срабатывания часового механизма Ч (1-3).

Четвертый вариант

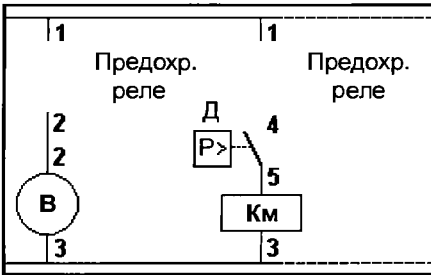


Рис. 60.6.

Если остановку компрессора трудно или невозможно выполнять по сигналу датчика температуры в камере (например, когда датчик температуры в охлаждаемом объеме отсутствует), для этой цели можно использовать реле-регулятор низкого давления (НД), как показано на рис. 60.6.

В самом деле, мы знаем, что полный температурный напор на испарителе $\Delta t_{и}$ есть величина постоянная. Кроме того, известно, что давление всасывания компрессора равно давлению кипения минус потери давления во всасывающей магистрали...

60.1. Упражнение для любознательных

Клиент желает иметь температуру в охлаждаемом объеме в диапазоне от 4°C до 6°C при влажности воздуха от 90% до 85%. Зная, что испаритель представляет собой воздухоохладитель с принудительным обдувом, полный температурный напор на испарителе $\Delta t_{и}$ – величина постоянная и потери давления во всасывающей магистрали компрессора около 0,3 бар, найти величину настройки реле-регулятора, обеспечивающую выключение компрессора.

Используемый хладагент – R22. В табл. 60.1 указаны соотношения между избыточным давлением (в барах) и температурой (°C) на линии насыщения, которые соответствуют градуировке манометра НД.

Табл. 60.1.

То, °C	8	6	4	2	0	-2	-4	-6	-8	-10
Ризб, бар	5,4	5	4,6	4,3	4	3,6	3,3	3	2,8	2,5

Решение упражнения

а) Определяем величину полного температурного напора на испарителе $\Delta\theta_i$.

Для того, чтобы обеспечить относительную влажность в диапазоне от 90 до 85%, полный температурный напор на испарителе $\Delta\theta_i$ должен находиться в диапазоне от 5 К до 7 К (см. табл. 59.1).

Выбираем среднюю величину: $\Delta\theta_i = 6$ К. Напомним, что при падении температуры воздуха на входе в испаритель величина $\Delta\theta_i$ остается постоянной.

б) При каком давлении настройки предохранительного реле-регулятора НД компрессор должен выключаться?

При вводе в эксплуатацию холодильной камеры температура в охлаждаемом объеме может составлять около 20°C . Реле-регулятор НД должен быть настроен таким образом, чтобы компрессор выключался при температуре в охлаждаемом объеме $T_{охл} = 4^\circ\text{C}$.

В этот момент температура кипения при постоянном температурном напоре на испарителе $\Delta\theta_i = 6$ К будет $4^\circ\text{C} - 6 \text{ К} = -2^\circ\text{C}$, что соответствует для хладагента R22 избыточному давлению 3,6 бар.

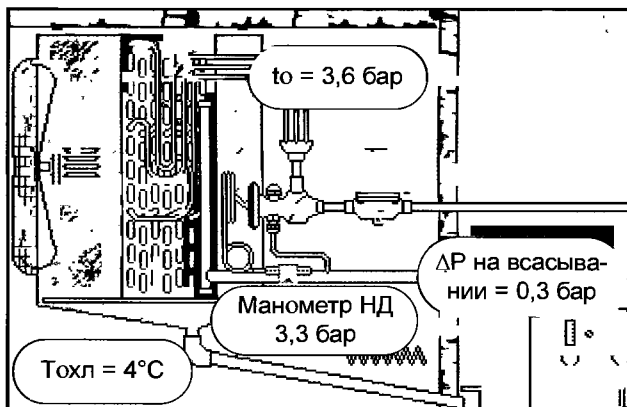


Рис. 60.7.

Однако, если в испарителе хладагент кипит при температуре -2°C (то есть при $R_{изб} = 3,6$ бар), обеспечивая требуемую влажность воздуха в камере, то вследствие потерь давления во всасывающей магистрали (0,3 бар) давление на входе в компрессор будет $3,6 - 0,3 = 3,3$ бар (см. рис. 60.7).

Так как реле-регулятор НД установлено на входе в компрессор, следовательно, оно должно быть настроено на давление всасывания 3,3 бар.

в) При каком давлении настройки предохранительного реле-регулятора НД компрессор должен вновь запуститься?

При выключенном компрессоре циркуляция хладагента в контуре отсутствует, следовательно, потери давления во всасывающей магистрали также отсутствуют. Иначе говоря, при выключенном компрессоре давление паров хладагента на входе в компрессор будет таким же, как в испарителе.

В то время, когда компрессор выключен, испаритель обдувается воздухом с температурой 4°C . В результате происходит оттайка испарителя и давление кипения хладагента в нем начинает медленно расти. Когда давление кипения достигнет величины, соответствующей температуре стенок испарителя, равной 0°C , оно стабилизируется и будет оставаться постоянным до тех пор, пока вся снежная "шуба" на испарителе не растает.

Далее, когда вся "шуба" растает, давление кипения вновь начнет расти до тех пор, пока оно будет соответствовать температуре воздуха, набегающего на испаритель. Когда давление кипения вырастет до величины, соответствующей температуре 6°C , можно будет считать, что "шуба" полностью растаяла.

Этой температуре соответствует избыточное давление 5 бар (см. табл. 60.1), следовательно в этот момент компрессор должен вновь запуститься.

Оттайка электронагревателями высокотемпературных испарителей

При температуре воздуха в охлаждаемом объеме от 3 до -3°C температура оребрения воздухоохладителя ниже 0°C . Это затрудняет оттайку испарителя воздушным потоком. Действительно, представим себе, что температура воздуха на входе в испаритель равна 1°C ! Время оттайки испарителя при такой температуре будет очень большим, что неизбежно приведет к росту температуры в охлаждаемом объеме.

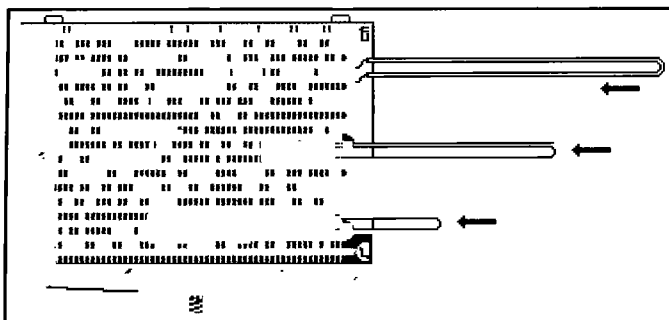


Рис. 60.8.

Чтобы ускорить оттайку, испаритель оснащают электронагревателями, закрепленными параллельно с трубками испарителя (см. рис. 60.8). Как правило, такие нагреватели группируются в трех зонах, чтобы обеспечить равномерную оттайку. В этом случае, после запуска с помощью реле времени (часового механизма) режима оттайки должны быть выполнены следующие операции:

- ▶ Снимается питание с электроклапана на жидкостной магистрали и компрессор откачивает пары хладагента, содержащиеся в испарителе. Наличие жидкого хладагента в испарителе при включении режима оттайки недопустимо, поскольку в этом случае электронагреватели, прежде чем начать оттайку испарителя, должны будут выпарить жидкий хладагент, что приведет к дополнительным затратам времени, а главное, электроэнергии на оттайку.
- ▶ Вентиляторы испарителя выключаются, чтобы не допустить поступления тепла от электронагревателей в охлаждаемый объем и предотвратить повышение температуры в нем.
- ▶ Компрессор выключается по команде предохранительного реле НД. *Внимание!* Компрессор должен быть обязательно выключен в течение всего периода оттайки. Заметим, что рост температуры стенок испарителя во время оттайки приводит к росту НД. Поэтому при выключении компрессора в режиме автоматического вакуумирования последующий запуск компрессора должен производиться после оттайки устройством, управляющим оттайкой. В противном случае, компрессор перед оттайкой нужно останавливать в режиме одномоментного вакуумирования (см. раздел 29. "Остановка холодильных компрессоров").
- ▶ Подается напряжение на электронагреватели и начинается оттайка. Температура стенок испарителя начинает расти до достижения 0°C . Затем температура остается равной 0°C до тех пор, пока полностью не растает снежная "шуба", после чего температура вновь начинает подниматься, причем довольно быстро.
- ▶ После того, как температура стенок испарителя достигнет примерно 10°C , датчик температуры конца оттайки подает сигнал на снятие напряжения с электронагревателей.
- ▶ В этот момент, хотя это и не является обязательным для высокотемпературных испарителей, очень часто выполняют операцию по осушке и удалению влаги с наружной поверхности испарителя. Для этого при выключенном вентиляторе испарителя запускают компрессор, чтобы заморозить влагу, которая стекает по испарителю. Когда включится вентилятор, заморзшая вода не попадет на охлаждаемые продукты и влажность воздуха в охлаждаемом объеме не возрастет.

Примечание. В высокотемпературных холодильных камерах большой холодопроизводительности более предпочтительной является оттайка не электронагревателями, а горячим паром. Применение оттайки горячим паром позволяет производить последовательную оттайку нескольких испарителей в разное время, что не приводит к заметному росту температуры в охлаждаемом объеме (этот способ оттайки будет рассмотрен ниже).

Оттайка электронагревателями среднетемпературных испарителей

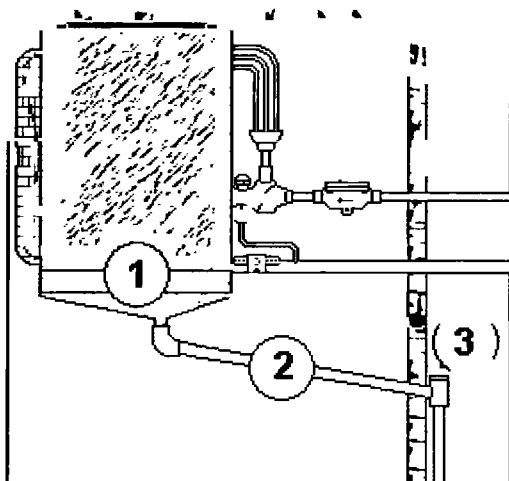


Рис. 60.9.

В среднетемпературных испарителях температура воздуха в охлаждаемом объеме существенно ниже 0°C .

В этих испарителях для надежного удаления влаги, образующейся при оттайке, сливной поддон испарителя 1 и сливной патрубок 2 обязательно оснащаются дополнительными электронагревателями (см. рис. 60.9). При этом электронагреватель сливного патрубка 2 должен выходить за пределы охлаждаемого объема.

Внимание! На выходе сливного патрубка 2 из охлаждаемого объема обязательно должен быть установлен гидравлический затвор 3, предотвращающий воздухообмен между охлаждаемым объемом и окружающей средой. Очевидно, что гидрозатвор 3 должен находиться вне охлаждаемого объема, иначе находящаяся в нем вода замерзнет и не позволит удалить влагу, образующуюся при оттайке испарителя.

Так же, как и для высокотемпературных испарителей, после запуска с помощью реле времени (часового механизма) режима оттайки, выполняются следующие операции:

- ▶ Снимается питание с электроклапана на жидкостной магистрали и компрессор откачивает хладагент, находящийся в испарителе.
- ▶ Вентиляторы испарителя выключаются, чтобы предотвратить поступление тепла от электронагревателей в охлаждаемый объем.
- ▶ Компрессор выключается в режиме одномоментного вакуумирования (см. раздел 29. "Остановка холодильных компрессоров"). Заметим, что в этом случае осушка и удаление влаги с наружной поверхности испарителя производится без задействования устройства, управляющего режимом оттайки.
- ▶ Подается напряжение питания на электронагреватели и начинается процесс оттайки. Температура стенок испарителя растет, доходит до 0°C , затем остается равной 0°C до тех пор, пока полностью не растает снежная "шуба", после чего вновь быстро поднимается.
- ▶ После того, как температура стенок испарителя достигнет примерно 10°C , датчик температуры конца оттайки подает сигнал на снятие питания с электронагревателей.
- ▶ Подается питание на электроклапан на жидкостной магистрали, клапан открывается и компрессор запускается даже если датчик температуры в охлаждаемом объеме этого не требует. В результате влага, находящаяся на испарителе, замерзнет.
- ▶ Через определенное время, с задержкой после запуска компрессора, включаются вентиляторы испарителей. Задержка вводится, чтобы предотвратить сдувание влаги со стенок испарителя в охлаждаемый объем.

Примечание. В среднетемпературном холодильном оборудовании необходимо принимать целый ряд специальных мер, особенно в части запуска компрессора после оттайки, применительно к типам используемых компрессоров, дверным электронагревателям, клапанам выравнивания давления, обменной вентиляции в охлаждаемом объеме и т. д...

Все эти меры будут рассмотрены ниже, в разделе 61 "Некоторые особенности торгового и коммерческого холодильного оборудования"...

Оттайка горячим паром

Сущность этого метода оттайки заключается в подаче горячих паров хладагента из нагнетательной магистрали в испаритель *при выключенных вентиляторах*.

При оттайке горячим паром, в отличие от оттайки с помощью электронагревателей, снежная “шуба” на испарителе не плавится, а отстает целыми кусками, поскольку тепло для оттайки поступает через стенки испарителя.

Этот метод оттайки является высокоэффективным и быстродействующим. Наиболее широко он используется в установках для производства льда, поскольку позволяет быстро освободить формы от находящегося в них льда. Мы будем рассматривать этот метод применительно к оттайке воздухоохладителей холодильных камер.

Горячие пары, поступающие в “холодный” испаритель, отдают тепло, идущее на оттайку, при этом сами пары не только охлаждаются, но и частично конденсируются.

Первое, что нужно сделать для реализации метода оттайки горячим паром, это предусмотреть тройник на нагнетательной магистрали (см. *поз. 1* на рис. 60.10) для отбора горячего пара.

Этот тройник должен устанавливаться таким образом, чтобы трубка отбора горячего пара уходила вертикально вверх во избежание попадания в нее масла. Диаметр трубки отбора может быть существенно меньше диаметра нагнетательной магистрали.

Далее, на магистрали отбора горячего пара следует установить электромагнитный клапан (см. *поз. 2* на рис. 60.10) для автоматического управления потоком пара, отбираемого на оттайку.

Этот клапан будет открыт при работе холодильной машины в режиме оттайки и закрыт при работе в режиме охлаждения.

Выход клапана отбора горячего пара на оттайку должен соединяться с входом в испаритель.

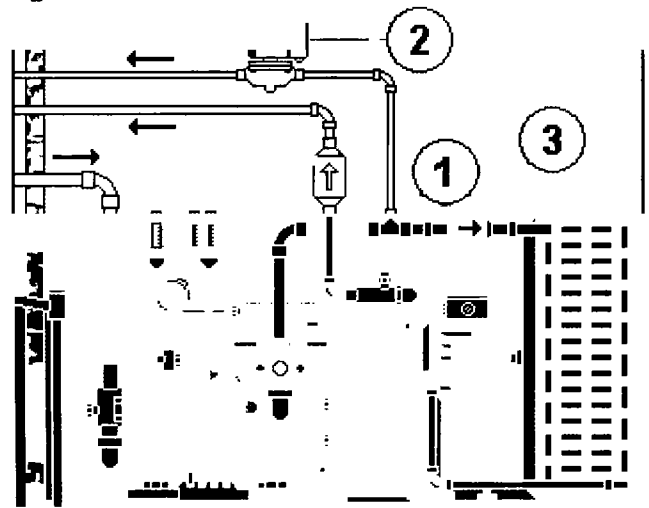


Рис. 60.10.

Для оттайки необходимо часть горячего пара, выходящего из компрессора и имеющего высокую температуру (температуру нагнетания), направлять в испаритель.

Чтобы предотвращать перетекание хладагента из конденсатора в испаритель при работе холодильной машины в режиме оттайки, на входе в конденсатор устанавливают обратный клапан (см. *поз. 3* на рис. 60.10).

Итак, мы познакомились с дополнительным оборудованием, необходимым для реализации метода оттайки горячим паром. Теперь возникает вопрос: как должно работать это оборудование?

Прежде, чем читать дальше, подумайте.

Горячие пары поступают в испаритель через тройник (*поз. 4 на рис. 60.11*), установленный между ТРВ и распределителем жидкости таким образом, чтобы пар равномерно распределялся по всем секциям испарителя.

Заметим, что существуют специальные тройники для равномерного кольцевого распределения пара на входе в распределитель жидкости (*см. пункт Г раздела 31 "Регулятор производительности"*).

Датчик температуры поверхности испарителя (*поз. 5*) измеряет температуру оребрения и выдает команду на окончание цикла оттайки.

Датчик температуры воздуха (*поз. 6*) в охлаждаемом объеме (на входе в воздухоохладитель) обеспечивает поддержание заданной температуры в охлаждаемом объеме.

Горячие пары, поступающие в "холодный" испаритель при работе холодильной машины в режиме оттайки, охлаждаются и частично конденсируются. Поскольку вентиляторы воздухоохладителя при этом остановлены, возникает серьезная опасность гидроударов на входе в компрессор.

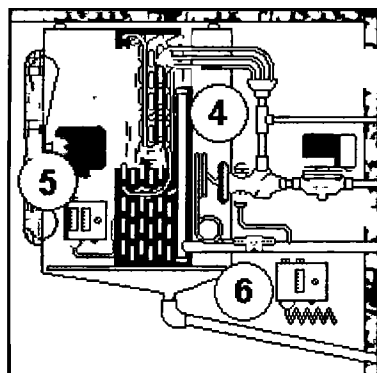


Рис. 60.11.

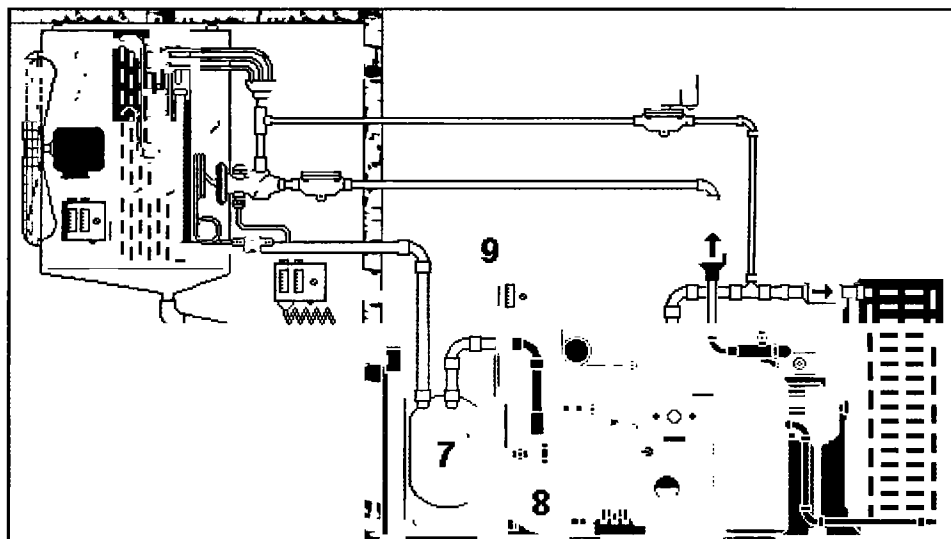


Рис. 60.12.

Поэтому на всасывающей магистрали компрессора обязательно устанавливают отделитель жидкости (*поз. 7 на рис. 60.12*) (*см. также пункт Б раздела 52 "Четырехходовой клапан обращения цикла"*). В процессе оттайки при остановленных вентиляторах воздухоохладителя количество жидкого хладагента, поступающего в отделитель жидкости, может оказаться очень большим. Во избежание переполнения отделителя жидкости, он устанавливается в емкость с жидкостью, температура которой с помощью термостата (*поз. 9*) поддерживается на уровне 30°C за счет электронагревателя (*поз. 8*). В качестве жидкости, заполняющей емкость, используют масло, так как вода при температуре 30°C очень легко испаряется и емкость может быстро опустошиться.

Очевидно, что оттайку горячим паром можно производить только тогда, когда компрессор работает. Потому, когда реле времени (часовой механизм) дает команду на включение режима оттайки, а компрессор в это время стоит, устройство управления оттайкой должно обеспечить запуск компрессора с одновременным выключением вентиляторов испарителя. Вместе с тем, если компрессор остановлен предохранительным устройством, а не регулятором температуры в охлаждаемом объеме, то запуск компрессора не должен произойти никоим образом.

Указанная система оттайки особенно эффективна для больших холодильных камер, когда несколько испарителей обслуживаются одним компрессорно-конденсаторным агрегатом. В результате можно производить последовательную оттайку испарителей *одного за другим* и, таким образом, не допускать заметного роста температуры в охлаждаемом объеме.

Кстати, можно ли использовать метод оттайки горячим паром в холодильной машине, оснащенной только одним испарителем? *Подумайте над этим, прежде чем читать дальше...*

Во время оттайки электроклапан на жидкостной магистрали закрыт и в испаритель поступает только горячий пар с небольшим расходом. Однако компрессор продолжает работать в номинальном режиме, в результате чего давление всасывания начинает стремительно падать. Но если давление в испарителе для данного хладагента упадет ниже величины, соответствующей температуре кипения 0°C , то *после этого нормальная оттайка становится невозможной.*

Поэтому для больших холодильных камер, содержащих несколько испарителей, рекомендуется устанавливать режим оттайки одновременно не более чем для одной трети или одной четверти испарителей, имеющихся в контуре. Например, если в состав контура входят три испарителя, их оттайку нужно производить последовательно, один за другим. Кроме того, если поверхность испарителей, подлежащая оттайке, слишком велика, то время, необходимое для снижения давления всасывания (НД) после оттайки, может оказаться довольно большим. В результате компрессор после окончания оттайки длительный период будет работать при повышенном значении НД, что приведет к его перегрузке и выключению по команде реле тепловой защиты.

Установка ТРВ с точкой МОР в этом случае не поможет, и потребуются использование регулятора давления в картере (см. раздел 48. "Регуляторы давления в картере" и пункт 3 "Заправка МОР" раздела 47 "Проблема управляющего тракта ТРВ"). Регулятор давления в картере устанавливается на входе в компрессор (см. поз. 10 на рис. 60.13).

В связи с вышеизложенным, приходим к выводу, что оттайку горячим паром в установке, оснащенной только одним испарителем, желательно реализовывать с использованием четырехходового клапана обращения цикла.

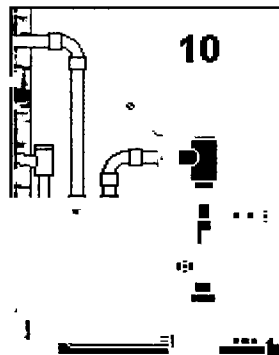


Рис. 60.13.

Оттайка с использованием четырехходового клапана обращения цикла

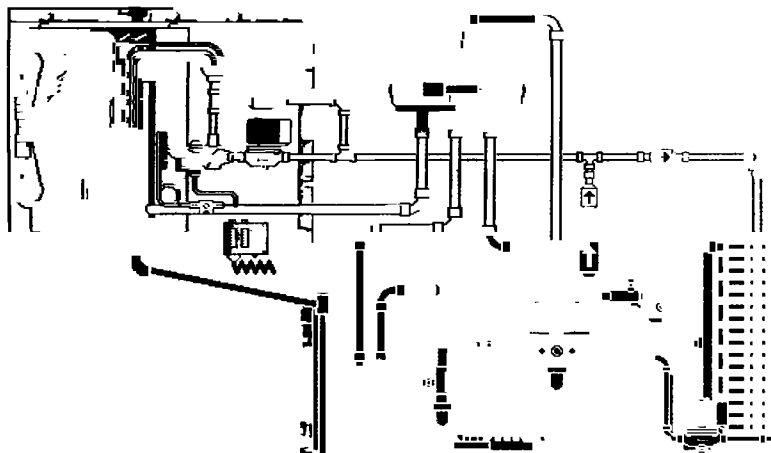


Рис. 60.14.

Ранее (см. раздел 52 "Четырехходовой клапан обращения цикла") мы подробно рассмотрели работу четырехходового клапана обращения цикла. Теперь посмотрите на рис. 60.14 и, прежде чем читать дальше, попробуйте понять, как работает представленная на этом рисунке холодильная машина.

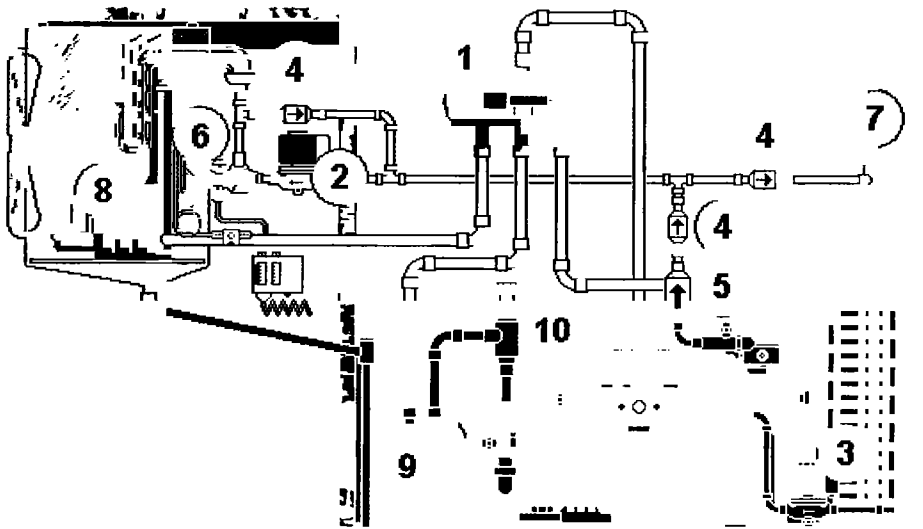


Рис. 60.15.

Рассмотрим рис. 60.15:

- ▶ **Поз. 1.** Клапан обращения цикла. Позволяет изменять направления потоков хладагента и назначение теплообменников. В режиме оттайки испаритель становится конденсатором, поскольку в него поступает весь хладагент, выходящий из нагнетательного патрубка компрессора (что и обеспечивает оттайку испарителя). Так же, как и в случаях оттайки электронагревателем или горячим паром, вентиляторы испарителя при этом выключены.
- ▶ **Поз. 2.** Электроклапан на жидкостной магистрали. Позволяет останавливать компрессор с предварительным вакуумированием, обеспечивая возврат масла.
- ▶ **Поз. 3.** Электроклапан на выходе из конденсатора, нормально открытый (НО). В отличие от клапана на жидкостной магистрали, это означает, что при подаче напряжения на него клапан закрывается, а при снятии напряжения – открывается. Его назначение состоит в том, чтобы препятствовать хладагенту из жидкостного ресивера перетекать в конденсатор, который в режиме оттайки выполняет функцию испарителя.
- ▶ **Поз. 4.** Обратные клапаны. Управляют потоками жидкого хладагента, обеспечивая его подачу к ТРВ испарителя (поз. 6) при работе холодильной машины в режиме охлаждения, и дроссельному клапану (поз.7) при работе в режиме оттайки.
- ▶ **Поз. 5.** Фильтр-осушитель. В нашем случае используется при работе холодильной машины только в режиме охлаждения. Режим оттайки относительно короткий (порядка нескольких минут), поэтому нет настоящей необходимости в осушке жидкого хладагента при данном режиме.

Заметим, что существуют двухсторонние фильтры-осушители, которые могут работать в режиме удаления влаги из жидкого хладагента при его прохождении через фильтры в любом из двух направлений. Такие фильтры используются, как правило, в бытовых кондиционерах небольшой холодопроизводительности, которые могут работать в режиме тепловых насосов (с клапанами обращения цикла). Поскольку эти устройства могут достаточно длительное время работать как в режиме охлаждения, так и в режиме отопления, желательно производить удаление влаги из жидкого хладагента при работе в обоих режимах.

- ▶ **Поз. 6.** Терморегулирующий вентиль (ТРВ) с линией внешнего уравнивания давления. Линия внешнего уравнивания давления используется в тех случаях, когда испаритель оснащен распределителем жидкости, который обеспечивает учет потерь давления по длине испарителя (см. пункт Б раздела 46 “Термостатические расширительные вентили (ТРВ). Дополнительные сведения”). Поскольку контур оснащен регулятором давления в картере (**поз. 10**), установка ТРВ с точкой МОР не обязательна (см. раздел 47 “Проблема управляющего тракта ТРВ”).
- ▶ **Поз. 7.** Дроссельный клапан (автоматический расширительный вентиль, прессиостатический расширительный вентиль, см. раздел 50. “Прессиостатический расширительный вентиль”). Используется только в режиме оттайки. Мы могли бы использовать обычный ТРВ, чтобы оптимизировать производительность конденсатора, однако в этом случае нужно было бы устанавливать ТРВ с точкой МОР, чтобы предотвратить рост давления при работе в режиме оттайки.
- ▶ **Поз. 8.** Датчик температуры конца оттайки. Измеряет температуру поверхности ребер и выдает команду на прекращение оттайки. Температура термобаллона и корпуса этого датчика могут очень сильно различаться, поэтому необходимо использовать термобаллон с адсорбционной заправкой (см. рис. 61.3). По окончании режима оттайки, даже если датчик температуры в охлаждаемом объеме не выдает команду на запуск компрессора, устройство управления оттайкой должно обязательно включить компрессор для работы в режиме охлаждения, чтобы заморозить влагу на поверхности испарителя перед тем, как заработают вентиляторы.

Примечание. Для настройки режима оттайки рекомендуется применять следующую процедуру. Вначале с помощью пульверизатора нанести на поверхность испарителя, работающего в режиме охлаждения, воду (для этой цели можно воспользоваться обычным флаконом с пульверизатором, который используют при мойке окон или опрыскивании цветов). После того, как испаритель покроется “шубой” или ледяной коркой, запускают режим оттайки (см. проблемы хладагентов с большой величиной температурного глайда в разделе 102 “Некоторые практические рекомендации по работе с новыми хладагентами”).



Такая процедура позволяет удостовериться в нормальной работе контура на режиме оттайки, оценить длительность оттайки и определить участок испарителя, который последним освобождается от “шубы”: именно на этом участке следует закреплять термобаллон датчика температуры конца оттайки.

- ▶ **Поз. 9.** Отделитель жидкости (см. рис. 52.7). Защищает компрессор от попадания в него жидкого хладагента в момент срабатывания клапана обращения цикла, так как в этот момент ТРВ будет полностью открыт.
- ▶ **Поз. 10.** Регулятор давления всасывания (давления в картере). Поддерживает постоянным давление на всасывании даже после режима оттайки. Действительно, оттайка горячим паром, будь то отбор горячего пара из нагнетательной магистрали или использование клапана обращения цикла, является эффективным и быстродействующим методом оттайки. Однако этот метод предполагает подачу в испаритель горячего пара (с температурой существенно выше 0°C), следовательно, давление в испарителе будет заметно превышать номинальное рабочее давление кипения (например, -30°C). Поэтому по окончании режима оттайки, при выходе на режим охлаждения, если давление всасывания было слишком высоким в течение всего периода выхода на этот режим, то до тех пор, пока давление не упадет до номинального значения, компрессор будет работать с перегрузкой. В связи с вышеизложенным, настоятельно рекомендуется оснащать такую установку регулятором давления всасывания (см. раздел 48 “Регуляторы давления в картере”).

Некоторые особенности оттайки горячим паром

- ▶ Если установка оборудована конденсатором с водяным охлаждением проточной водой и на магистрали подвода охлаждающей воды к конденсатору стоит клапан – регулятор постоянного давления, этот клапан должен быть оснащен байпасной магистралью с электроклапаном, позволяющей обеспечить максимальный расход воды во время оттайки.

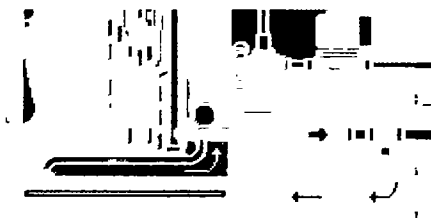


Рис. 60.16.

- ▶ В отличие от оттайки с отбором пара из нагнетательной магистрали, оттайка с использованием клапана обращения цикла не требует дополнительных трубопроводов, что может оказаться решающим фактором при выборе схемы оттайки. Кроме того, чтобы избежать необходимости использования электронагревателей для подогрева сливного поддона испарителя во время оттайки, можно установить обратный клапан и дополнительный трубопровод (см. рис. 60.16), через который отбирать горячий пар для подогрева сливного поддона.

На рис. 60.17 и 60.18 показана работа холодильной машины, оборудованной четырехходовым клапаном обращения цикла, в режиме охлаждения (рис. 60.17) и в режиме оттайки (рис. 60.18).

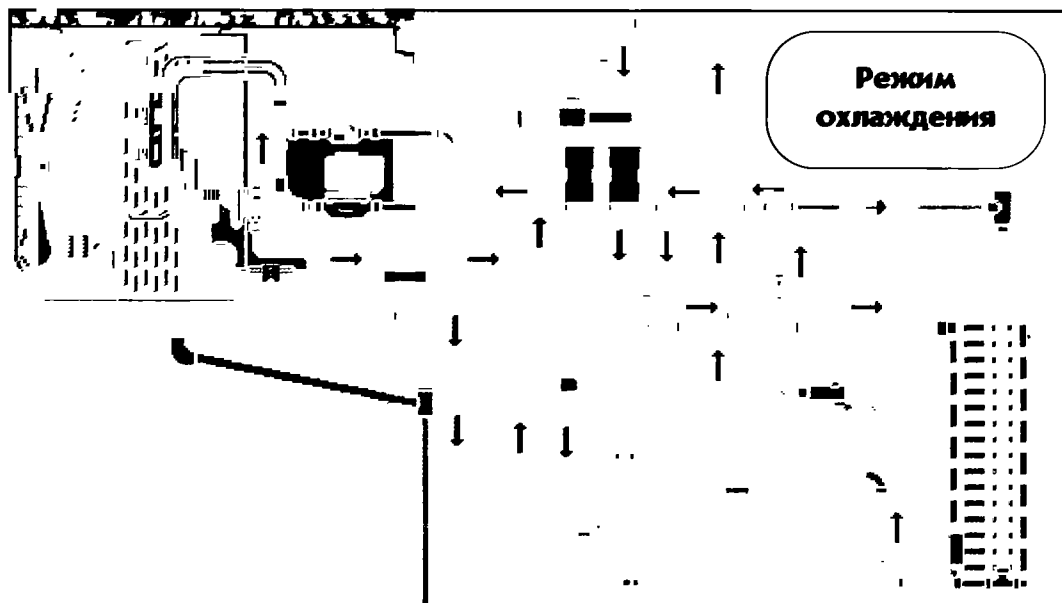


Рис. 60.17.

При работе такой машины в режиме охлаждения хладагент движется следующим образом (см. стрелки на рис. 60.17): нагнетательная магистраль компрессора; четырехходовой клапан обращения цикла; конденсатор; нормально открытый (НО) электроклапан на выходе из конденсатора; жидкостной ресивер; фильтр-осушитель на выходе из жидкостного ресивера; электроклапан (нормально закрытый) на жидкостной магистрали; ТРВ; испаритель; четырехходовой клапан обращения цикла; отделитель жидкости; регулятор давления всасывания; всасывающий патрубок компрессора.

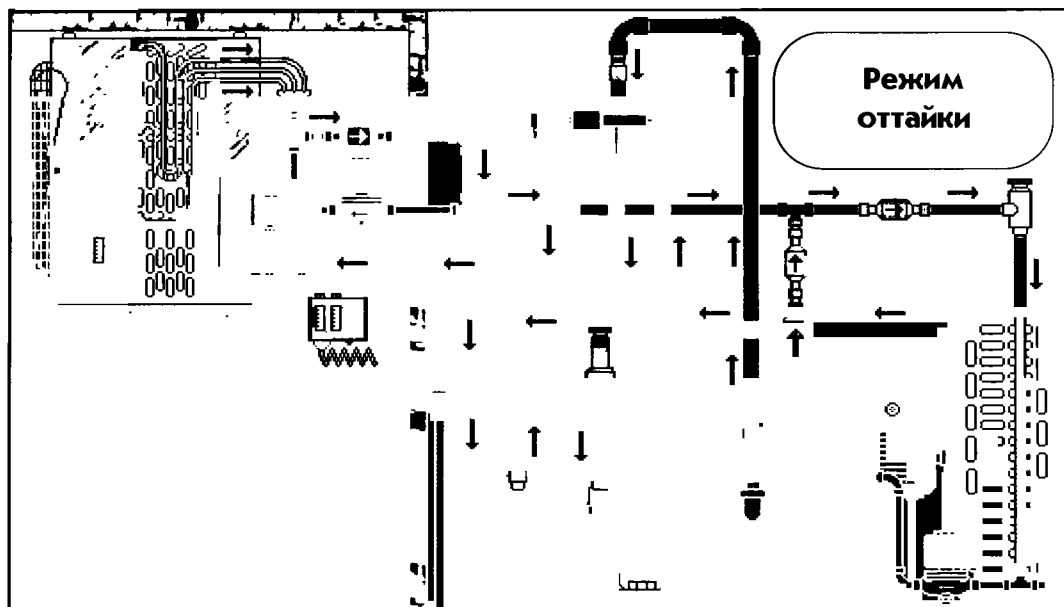


Рис. 60.18.

При работе машины в режиме оттайки циркуляция хладагента происходит следующим образом (см. стрелки на рис. 60.18): нагнетательная магистраль компрессора; четырехходовой клапан обращения цикла; испаритель (который служит конденсатором); обратный клапан на байпасной магистрали ТРВ и электроклапан на жидкостной магистрали; обратный клапан на входе в автоматический расширительный вентиль; расширительный вентиль; конденсатор (который служит испарителем); четырехходовой клапан обращения цикла (заметим, что нормально открытый (НО) электроклапан на выходе из конденсатора в течение всего режима оттайки находится под напряжением и, следовательно, закрыт); отделитель жидкости; регулятор давления всасывания; всасывающий патрубок компрессора.

61. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТОРГОВОГО И КОММЕРЧЕСКОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

ТИПЫ ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ДАТЧИКОВ ТЕМПЕРАТУРЫ

Чтобы поддерживать требуемое значение температуры воздуха в охлаждаемом объеме, прежде всего необходимо правильно выбрать место размещения чувствительного элемента (термобаллона) датчика температуры. Термобаллон датчика температуры воздуха в охлаждаемом объеме следует располагать таким образом, чтобы на его показания не оказывал влияния воздух с выхода из испарителя (иначе компрессор будет работать в режиме “циклирования”). Также не рекомендуется размещать термобаллон вблизи от входной двери в охлаждаемое пространство, так как это приведет к нежелательному запуску компрессора при каждом открытии двери. Термобаллон датчика температуры воздуха желательно устанавливать в воздушном потоке на входе в испаритель, однако крепить его нужно не к стенке холодильной камеры, а скорее, просверлив отверстие в стенке, пропустить через это отверстие управляющий тракт вместе с термобаллоном и зафиксировать термобаллон на некотором удалении от стенки (см. рис. 61.1).

Термобаллон датчика температуры заполняют какой-либо средой (иногда – жидким хладагентом), которая при изменении температуры термобаллона расширяется или сжимается точно так же, как наполнение термобаллона ТРВ. В связи с этим у датчиков температуры могут появляться те же проблемы, что и в управляющих трактах ТРВ (см. раздел 47 “Проблемы управляющего тракта ТРВ”).

Как правило, используются три основных варианта заполнения термобаллонов и управляющих трактов датчиков температуры.

1) Жидкостная заправка (см. рис. 61.1)

Данный тип заправки используют, когда температура в охлаждаемом объеме может достаточно быстро (более 0,2 К в минуту) изменяться. При этой заправке температура термобаллона всегда должна быть ниже температуры корпуса датчика во избежание перетекания жидкости в полость датчика.

В частности, корпус датчика можно устанавливать за пределами охлаждаемого объема, поскольку температура окружающей среды всегда выше температуры в охлаждаемом объеме. Для предотвращения ложных показаний рекомендуется не допускать контакта капиллярной трубки управляющего тракта датчика с холодильными трубопроводами, особенно с трубопроводом всасывания.



Рис. 61.1.

2) Паровая заправка (см. рис. 61.2)

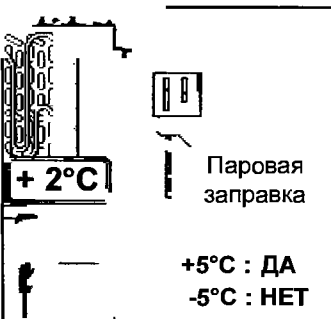


Рис. 61.2.

Этот тип заправки лучше всего подходит для низкотемпературных камер с медленно (менее 0,2 К в минуту) меняющейся температурой, например, при больших объемах холодильных камер. Термобаллоны датчиков с паровой заправкой монтируют по тем же правилам, что и термобаллоны с жидкостной заправкой: корпус термобаллона всегда должен находиться при более низкой температуре, чем корпус датчика во избежание перетекания и конденсации пара в корпусе датчика.

Например, если температура в охлаждаемом объеме равна +2°C, а температура окружающей среды может упасть ниже этого значения (допустим, зимой), этот тип заправки использовать нельзя.

3) Адсорбционная заправка (см. рис. 61.3)

Адсорбционную заправку (см. пункт 2 раздела 47 “Проблема управляющего тракта ТРВ”) используют в тех случаях, когда корпус термобаллона датчика может иметь более высокую температуру, чем корпус самого датчика (например, датчик температуры конца оттайки в низкотемпературной камере).

Преимуществом этого типа заправки является то, что в управляющем тракте нет жидкой фазы, а, следовательно, нет и не может быть ее перетекания. Датчик нормально работает при любых соотношениях между температурой корпуса термобаллона и температурой самого датчика. *Этот тип датчиков часто называют датчиками, показания которых не зависят от температуры окружающей среды.*

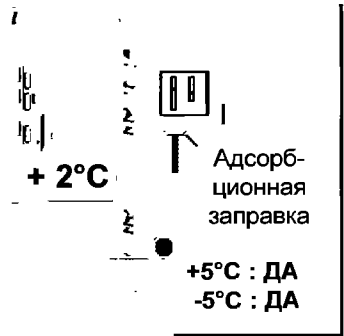


Рис. 61.3.

КАКАЯ РАЗНИЦА МЕЖДУ КОМПРЕССОРАМИ ВЫСОКОГО (НР), СРЕДНЕГО (МР) И НИЗКОГО (ВР) ДАВЛЕНИЙ!

Конструктивно поршневые компрессоры, используемые для торгового, коммерческого холода или систем кондиционирования, абсолютно одинаковы. Однако есть некоторые особенности, связанные с условиями их работы. Рассмотрим подробнее данные табл. 61.1 (это выдержки из табл. 59.3, которую мы уже использовали, выбирая компрессор).

Табл. 61.1. Холодопроизводительность компрессора Км-18, Вт, при работе на хладагенте R22

Тк	Температура кипения То, °С									
	Высокотемпературный холод			Среднетемпературный холод			Низкотемпературный холод			
	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35
40°С	3900	3450	2950	2470	2050	1680	1350	1050	—	—
47°С	—	—	2630	2200	1820	1480	1170	—	—	—
55°С	—	—	—	2020	1640	1360	—	—	—	—

Мы видим, что существуют три области температур кипения То: высокотемпературная, среднетемпературная и низкотемпературная. Обычно принято называть компрессоры, работающие в высокотемпературной области, компрессорами высокого давления кипения (НР), в среднетемпературной области – среднего давления кипения (МР) и в низкотемпературной – низкого давления кипения (ВР). Очевидно, что при определенных условиях, многие из этих компрессоров могут работать как в области высоких (НР), так и в области средних (МР) и низких (ВР) давлений кипения. Обозначения, которые они получают (НР, МР, ВР) соответствуют только уровню давлений на всасывании. Однако вы видите, что в табл. 61.1 некоторые клетки не заполнены. Это означает, что данная модель компрессора не может нормально работать при *слишком высоких или слишком низких* значениях давления всасывания для заданной величины давления нагнетания (температуры конденсации Тк).

В целях упрощения мы будем считать, что компрессоры высокого давления (НР) предназначены для использования в системах кондиционирования, среднего давления (МР) – в камерах с положительной температурой охлаждаемой среды, и низкого давления (ВР) – в камерах с отрицательной температурой охлаждаемой среды.

Как известно, в герметичных и бессальниковых компрессорах всасываемые пары хладагента используются для охлаждения встроенного приводного электродвигателя. Однако, каким бы ни был тип компрессора (НР, МР или ВР), давление нагнетания при заданной температуре конденсации Тк будет одним и тем же. Это означает, что отношение давления нагнетания к давлению всасывания (далее – отношение давлений компрессора) для компрессоров ВР будет намного выше отношения давлений для компрессоров НР.

Иначе говоря, чем ниже падает давление всасывания, тем больше растет отношение давлений. Однако массовый расход, который обеспечивается компрессором, напрямую зависит от отношения давлений (см. упражнение 9.1). Поэтому, чем больше падает давление всасывания, тем сильнее снижается массовый расход и, следовательно, ухудшаются условия охлаждения электродвигателя.

Мы также знаем, что чем ниже падает давление всасывания, тем меньше становится холодопроизводительность (см. раздел 9 "Влияние давлений на массовый расход и холодопроизводительность"). Теперь становится понятным, почему один и тот же компрессор КМ-18, согласно данным табл. 61.1, имеет при $t_0/t_k = 10^\circ\text{C}/40^\circ\text{C}$ холодопроизводительность 3900 Вт, а при $t_0/t_k = -25^\circ\text{C}/+40^\circ\text{C}$ всего 1050 Вт, то есть почти в четыре раза меньше.

Для повышения КПД компрессоров ВР конструкторы стремятся снизить инерционность клапанов (например, облегчая их), чтобы сократить время их открытия. Кроме того, поскольку охлаждение приводных электродвигателей компрессоров ВР недостаточно эффективно, их приходится более тщательно изготавливать. Вот почему компрессор КМ-18 не приспособлен для работы в условиях, когда давление всасывания слишком мало или давление нагнетания слишком высоко.

Таким образом, если вы хотите, чтобы ваш компрессор работал долго и без проблем, желательно не допустить ошибки при его выборе.

Снижение температуры кипения приводит к еще одной проблеме: для постоянной температуры конденсации, чем ниже будет температура кипения, тем меньше будет массовый расход и тем выше будет температура нагнетания. В зависимости от уровня температуры кипения, температура нагнетания может превысить допустимый уровень.

Например, для хладагента R22 с температурой конденсации 45°C , значение температуры нагнетания составит около 70°C при температуре кипения 5°C и около 100°C при температуре кипения -25°C (см. рис. 61.4).

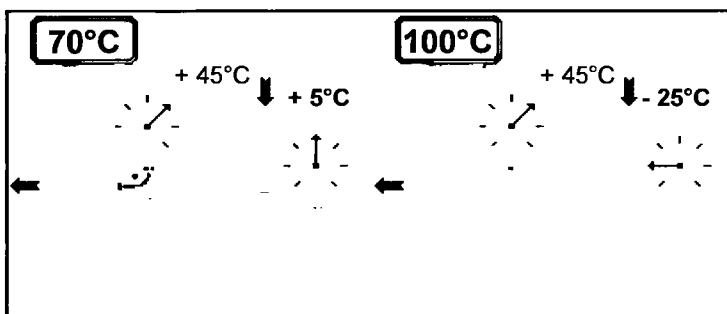


Рис. 61.4.

Для хладагента R 404A при тех же условиях температура нагнетания будет только 55°C в первом случае и не выше 70°C во втором: отсюда понятно, почему этот хладагент является более предпочтительным при низких температурах кипения.

Напомним, что слишком высокая температура нагнетания неизбежно приводит к разложению масла, а это, в свою очередь, чревато выходом из строя компрессора. Впрочем, некоторые модели компрессоров оснащены датчиком температуры нагнетания, который выдает сигнал на остановку компрессора, если значение этой температуры превышает максимально допустимую величину (ориентировочно, свыше 100°C^*).

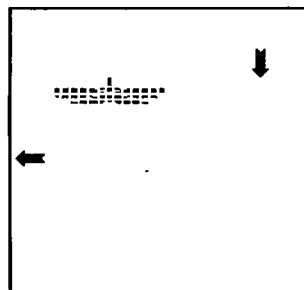


Рис. 61.5.

Поэтому в ряде случаев на головку цилиндров компрессора для ее дополнительного охлаждения устанавливают вентилятор (см. рис. 61.5). Наиболее часто такое решение используют для компрессоров, работающих в области низких температур кипения (ВР). Однако эффективность этого решения не слишком высока.

* Максимально допустимая температура нагнетания для компрессоров Bitzer составляет 130°C , Maneuropre – 125°C , L'Unité Hermetique – 117°C ... 119°C (прим. ред.).

Для снижения температуры нагнетания можно также использовать двухступенчатую схему сжатия и, соответственно, двухступенчатые компрессоры.

В некоторых случаях для снижения температуры нагнетания применяют ТРВ впрыска (см. рис. 31.6) или его более современную модификацию – электромагнитный клапан впрыска, работающий по аналогичной схеме (см., например, систему DC “Demand cooling” на компрессорах Copeland или систему CIC “Controlled injection cooling” на компрессорах Bitzer).

Для чего нужен клапан постоянного давления?

Вход этого клапана (см. рис. 61.6) соединен с выходом из испарителя, выход клапана связан с всасывающей магистралью компрессора. Конструкция клапана такова, что площадь поверхности сильфона и площадь тарели равны. В результате давление всасывания действует с одной и той же силой и на тарель, и на сильфон, поэтому при любом изменении давления всасывания положение тарели не изменится.

Таким образом, положение тарели будет определяться только соотношением двух противоположно направленных сил: силы натяжения пружины и силы давления кипения хладагента в испарителе. Если сила давления кипения P_0 падает, то сила пружины становится преобладающей, и клапан закрывается.

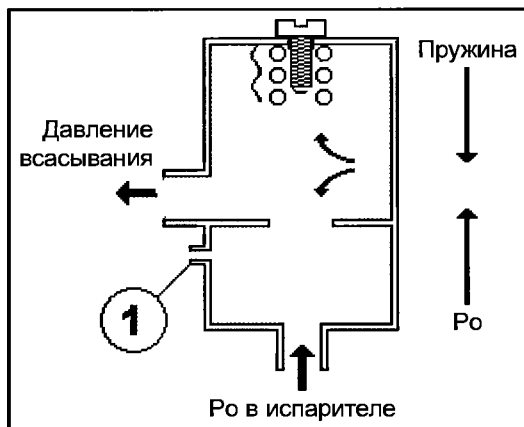


Рис. 61.6.

В результате, давление кипения хладагента в испарителе P_0 начинает расти. И наоборот, когда давление P_0 растет, клапан открывается и позволяет компрессору откачивать большее количество пара, что приводит к снижению давления кипения. Следовательно, меняя настройку пружины, можно настроить клапан таким образом, чтобы давление кипения P_0 было минимальным. Штуцер отбора давления (поз. 1 на рис. 61.6) позволяет подключить манометр для контроля настройки клапана, поскольку давление кипения в испарителе отличается от давления всасывания.

Клапан постоянного давления, выполняющий функцию регулятора давления кипения, рекомендуется устанавливать как можно ближе к выходу из испарителя и как можно дальше от входа в компрессор, чтобы снизить пульсации, которые вызывают преждевременную “усталость” клапана. Кроме того, между клапаном и испарителем не должно быть никаких других элементов с тем, чтобы давление настройки клапана было как можно ближе к давлению кипения.

Один из вариантов применения этого клапана мы уже обсуждали ранее (см. пункт Г раздела 28 “Проблема перетекания жидкого хладагента” и схему на рис. 28.16). На рис. 61.7 приведен еще один вариант установки, использующей клапан постоянного давления в качестве регулятора давления кипения.

Одна из камер этой установки предназначена для хранения свежей рыбы (испаритель 1) при температуре в охлаждаемом объеме $0...1^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности (HR) 90%. В другой камере (испаритель 2) должна храниться ветчина при температуре $0...-2^{\circ}\text{C}$ и относительной влажности HR = 80%.

Хотя температуры в охлаждаемых объемах камер 1 и 2 примерно одинаковы, хранить указанные продукты вместе не рекомендуется по причине того, что ветчина будет пахнуть рыбой, а рыба – ветчиной. Поскольку разница температур небольшая, казалось бы режимы работы обоих испарителей тоже не должны заметно отличаться. Однако обратите внимание, что требуемый уровень влажности воздуха для рыбы составляет 90%, а для ветчины – 80%. Из данных табл. 59.1 можно найти, что при требуемой влажности 90% полный температурный напор на испарителе должен быть $\Delta t_i = 9 \text{ K}$.

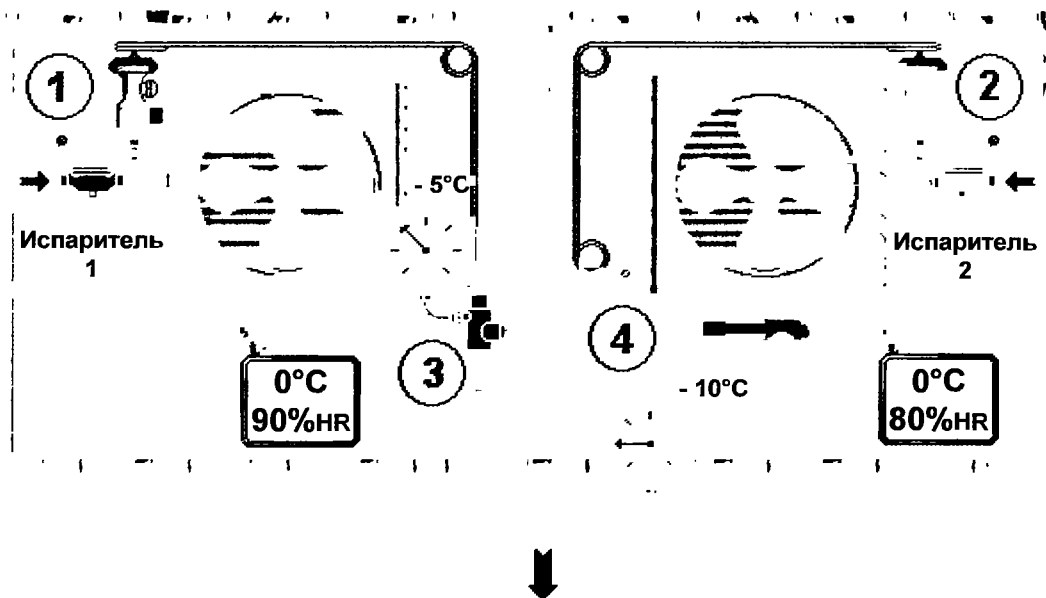


Рис. 61.7.

Иначе говоря, в первом испарителе температура кипения должна быть примерно -5°C , а во втором – около -10°C . Однако оба испарителя подключены к одному и тому же компрессору и на первый взгляд обеспечить такой режим довольно проблематично. Как же нам следует поступить?

Жидкий хладагент подается в каждый из испарителей через электромагнитные клапаны (поз. 1 и 2 на рис. 61.7), управляемые по сигналам датчиков температуры в охлаждаемых объемах. Клапан постоянного давления (регулятор давления кипения) устанавливают на выходе из испарителя с более высокой температурой кипения (поз. 3), то есть более “теплого” испарителя. С помощью этого регулятора температура кипения t_0 в первом испарителе поддерживается на уровне около -5°C , что позволяет поддерживать требуемую влажность вне зависимости от условий работы первой камеры.

Однако если испаритель первой камеры работает, а испаритель второй камеры отключен, часть “теплого” пара, выходящего из регулятора давления кипения, может попасть в испаритель второй камеры, температура кипения в котором существенно ниже, и начнет там конденсироваться. Накопленный в большом количестве жидкий хладагент во втором испарителе при включении этого испарителя в работу может попасть во всасывающую магистраль и вызвать сильный гидроудар в компрессоре.

Во избежание такой опасности на выходе из испарителя с более низкой температурой кипения t_0 (более “холодного” испарителя) обязательно нужно устанавливать обратный клапан (поз 4).

Итак, клапан постоянного давления (регулятор давления кипения) может быть использован не только при разных температурах в охлаждаемых объемах, но и при разных уровнях относительной влажности воздуха в них.

62. ТРЕХФАЗНЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

62.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Прежде чем рассматривать проблемы, связанные с запуском трехфазных электродвигателей, обычно используемых для привода различных устройств в холодильных машинах, представляется полезным напомнить некоторые общие положения.

Вначале давайте будем помнить о том, что никогда не следует запускать двигатель только для того, чтобы удовлетворить собственное любопытство и посмотреть, как он работает – *любой запуск двигателя требует потребления электроэнергии*, за которую нужно платить деньги. Энергия, потребляемая двигателем, *всегда должна расходоваться с пользой*, например, приводить в движение какое-либо устройство (компрессор, вентилятор, насос и т.п.).

Теперь рассмотрим небольшой двигатель и попробуем расшифровать надписи на шильдике этого двигателя (см. рис. 62.1).

Ph 3 – W 375: указанная надпись означает, что данный двигатель является трехфазным и способен обеспечить выходную мощность на валу 375 Вт.

220 / 380 V: эта надпись означает, что двигатель рассчитан на работу при двух возможных значениях напряжения в сети переменного трехфазного тока – 220 В с подключением обмоток статора по схеме “треугольник” (Δ) и 380 В с подключением по схеме “звезда” (Y).

KOTZMOTOR

Ph 3 w 375

Δ Y
220/380V
1.7 / 1A

Рис. 62.1.

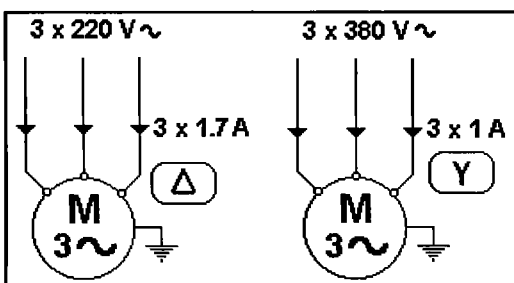


Рис. 62.2.

1,7 / 1 А: при номинальной нагрузке рабочий ток двигателя должен быть равен 1,7 А для схемы “треугольник” (напряжение сети 220 В) и 1 А для схемы “звезда” (напряжение сети 380 В) (см. рис. 62.2).

Допустим, что данный двигатель используют для привода компрессора. Вспомним, что если меняется давление нагнетания, то потребная мощность на валу компрессора и ток, потребляемый двигателем, также будут меняться (см. раздел 10 “Влияние величины давления нагнетания на силу

тока, потребляемого электромотором компрессора”). Если давление нагнетания растёт, сила тока также увеличивается, и наоборот.

Следовательно, действительная сила тока, потребляемого двигателем в данный момент, редко совпадает с силой тока, указанной на шильдике. Вместе с тем, сила тока, потребляемого двигателем, ни при каких обстоятельствах не должна превосходить величину, указанную на шильдике (см. раздел 55 “Различные проблемы электрооборудования”).

Очевидно, что ток, потребляемый двигателем, будет равен 1 А только тогда, когда при напряжении в сети 380 В и подключении обмоток по схеме “звезда” потребная мощность на валу компрессора будет в точности равна 375 Вт (см. рис. 62.3).

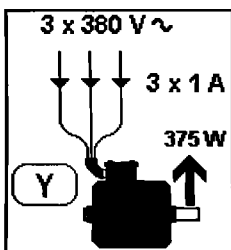


Рис. 62.3.

Точно также ток, потребляемый двигателем, будет равен 1,7 А только тогда, когда при напряжении в сети 220 В (такое напряжение в сети трехфазного тока в настоящее время встречается довольно редко) и соединении обмоток по схеме “треугольник” потребная мощность на валу компрессора составит точно 375 Вт (см. рис. 62.4).

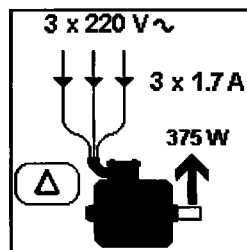


Рис. 62.4.

Хотя целью нашего пособия не является проведение расчетов, напомним, что мощность, потребляемая *трехфазным* электродвигателем из сети переменного тока, может быть найдена по формуле:

$$P = U \times I \times \sqrt{3} \times \cos\varphi,$$

где U – напряжение в сети, I – потребляемый ток, $\cos\varphi$ – коэффициент мощности.

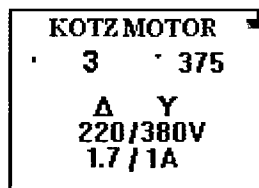


Рис. 62.5.

Не рискуя сильно ошибиться, можно принять, что для небольших двигателей коэффициент мощности $\cos\varphi = 0,8$. С учетом этого можно найти значение мощности, потребляемой нашим двигателем из сети переменного тока в соответствии с данными, указанными на шильдике (см. рис. 62.5).

- ▶ При напряжении в сети трехфазного тока 220 В (и подключении обмоток по схеме “треугольник”) потребляемый ток равен 1,7 А. Следовательно, потребляемая мощность составит: $220 \times 1,7 \times \sqrt{3} \times 0,8 = 520$ Вт.
- ▶ При напряжении в сети трехфазного тока 380 В (и подключении обмоток по схеме “звезда”) потребляемый ток равен 1 А. Следовательно, потребляемая мощность составит: $380 \times 1 \times \sqrt{3} \times 0,8 = 520$ Вт.

Из этих расчетов можно сделать два любопытных вывода (см. рис. 62.6):

1) Двигатель потребляет (округленно) и выдает одну и ту же мощность независимо от напряжения сети (естественно, выбор подключения обмоток – “звезда” или “треугольник” – должен соответствовать напряжению, иначе двигатель либо сгорит, либо его вал будет вращаться с пониженным числом оборотов). *Ниже мы разове́м эту тему более подробно.*

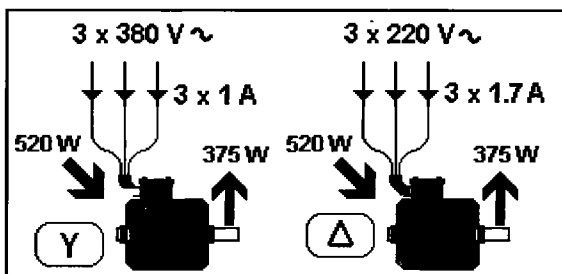


Рис. 62.6.

2) Потребляемая из сети мощность (здесь 520 Вт) больше, чем полезная мощность на валу (здесь 375 Вт), значение которой указано на шильдике. Значение мощности, указанное на шильдике, соответствует максимальному значению, которое может быть достигнуто на валу данного двигателя.

В последнем выводе не будем забывать, что обмотки статора двигателя представляют собой обыкновенные медные провода. При пропускании через них электрического тока они нагреваются точно так же, как любой электронагревательный прибор. Следовательно, часть подведенной к двигателю электрической энергии тратится не на вращение ротора двигателя, а на нежелательный нагрев обмоток: *эта часть энергии представляет собой потери.*



Рис. 62.7.

В нашем примере двигатель потребляет из сети 520 Вт, а на валу выдает только 375 Вт. Отсюда следует, что потери, составляющие $520 - 375 = 145$ Вт, служат только тому, чтобы нагревать окружающую среду (см. рис. 62.7).

Напомним, что коэффициент полезного действия (КПД) η двигателя равен отношению полезной мощности на валу к мощности, потребляемой из сети. В нашем примере $\text{КПД } \eta = 375 / 520 = 0,72$.

Это означает, что только 72% энергии, потребляемой нашим двигателем, расходуется на совершение полезной работы. Это указывает также на то, что 28% энергии, потребляемой из сети (и, следовательно, оплачиваемой нами), рассеивается, не принося никакой пользы.

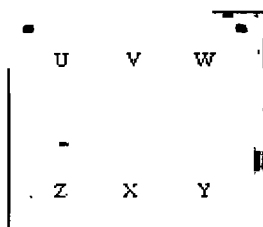


Рис. 62.8.

Теперь вернемся к проблеме подключения обмоток трехфазного двигателя. Тип двигателя, рассматриваемый в нашем примере, в настоящее время является наиболее распространенным в Европе. Осматривая клеммную коробку этого двигателя, можно увидеть 6 клемм, условно обозначенных буквами U-V-W и Z-X-Y (см. рис. 62.8).

ВНИМАНИЕ: клеммы нижнего ряда имеют обозначения, не соответствующие алфавитному порядку следования букв (то есть не XYZ, а ZXY – буква X находится в середине).

Теперь, если мы с помощью омметра проверим порядок подключения обмоток к этим клеммам, то получим картину, представленную на рис. 62.9.

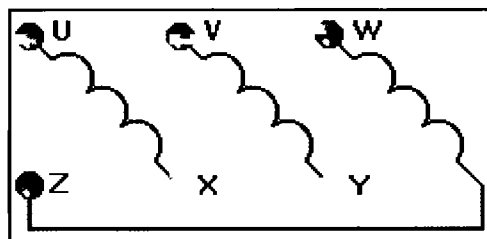


Рис. 62.9.

В данном двигателе, широко используемом в европейском оборудовании, имеются три обмотки, подключенные изготовителем двигателя к следующим клеммам: U-X; V-Y; W-Z.

Внимание! В исправном двигателе все три обмотки абсолютно одинаковы. Поэтому сопротивление обмоток, измеренное между клеммами при U-X; V-Y; W-Z при снятых клеммах должно быть одним и тем же (в противном случае в обмотках либо произошел обрыв, либо короткое замыкание).

Напомним, что сопротивление измеренное между клеммами верхнего ряда U и V, V и W, W и U, должно быть равно бесконечности, так же, как и для нижнего ряда (в противном случае можно говорить о том, что между двумя соседними обмотки есть короткое замыкание). Кроме того, сопротивление, измеренное между каждой из клемм и корпусом двигателя, также должно быть равно бесконечности (в противном случае, можно говорить о замыкании обмотки на массу). Все эти неисправности были рассмотрены нами в разделе 53 “Однофазные двигатели”.

62.2. УПРАЖНЕНИЕ 1. Подключение по схеме “треугольник”

На клеммной коробке двигателя, как правило, приводится схема (см. рис. 62.10), поясняющая установку перемычек в зависимости от напряжения в сети.

Например, при напряжении в сети 220 В трехфазного переменного тока обмотки двигателя должны быть подключены к сети по схеме “треугольник”. Для этого с помощью перемычек следует соединить попарно клеммы U-Z, V-X и W-Y соответственно.

Зная, что концы обмоток подключены к клеммам U-X, V-Y и W-Z определить, в какой последовательности запитываются обмотки при их подключении по схеме “треугольник” (при напряжении в сети трехфазного тока 220 В).

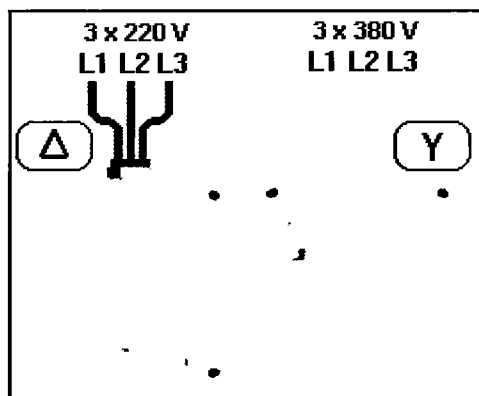


Рис. 62.10.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Подключение по схеме “треугольник”.

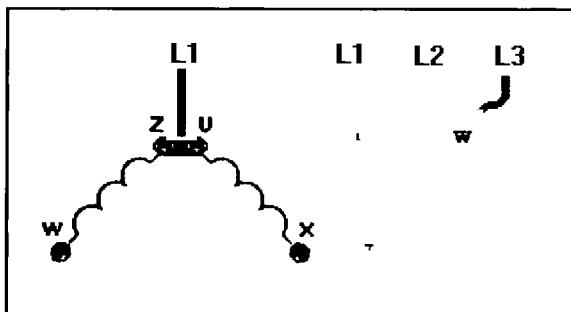


Рис. 62.11.

При подключении по схеме “треугольник” в соответствии с рис. 62.10 видно, что фаза L1 подводится к клемме U, а клеммы Z и U соединены перемычкой.

Концы одной обмотки подключены к клеммам Z и W, другой – к клеммам U и X. Таким образом, подключение фазы L1 выглядит так, как показано на рис. 62.11.

Теперь рассмотрим подключение фазы L2. Эта фаза подключается к клемме V, а клеммы V и X соединятся перемычкой.

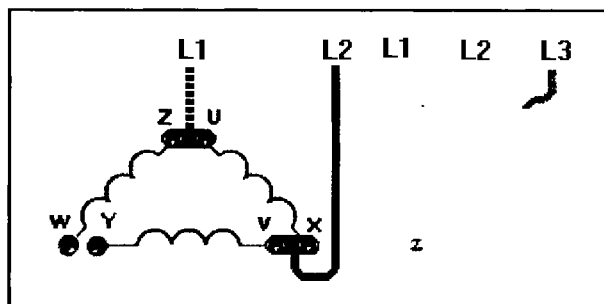


Рис. 62.12.

Концы третьей обмотки подключены к клеммам V и Y. Таким образом, подключение фаз L1 и L2 соответствует схеме на рис. 62.12.

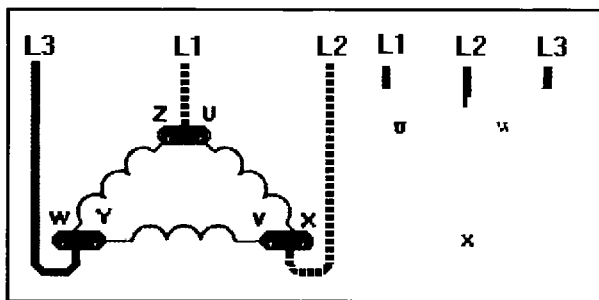


Рис. 62.13.

Завершая рассмотрение, отметим, что фаза L3 подключается к клемме W. При этом клеммы W и Y соединены перемычкой.

Полностью схема подключения “треугольник” представлена на рис. 62.13. На нем мы видим, что обмотки при этой схеме подключения расположены в форме треугольника, отсюда и произошло название схемы.

62.3. УПРАЖНЕНИЕ 2. Подключение по схеме “звезда”

Теперь попытаемся определить внутреннюю конфигурацию подключения обмоток по схеме “звезда” для случая, когда наш двигатель должен быть подключен к сети трехфазного переменного тока с напряжением 380 В.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Подключение по схеме “звезда”.

Схема подключения “звезда” (см. рис. 62.10) характеризуется тем, что так же, как и для схемы “треугольник”, фаза L1 соединяется с клеммой U, фаза L2 – с клеммой V и фаза L3 – с клеммой W.

Поскольку концы первой обмотки подключены к клеммам U и X, второй – к клеммам V и Y и третьей – к клеммам W и Z, схема их подключения к сети выглядит согласно рис. 62.14.

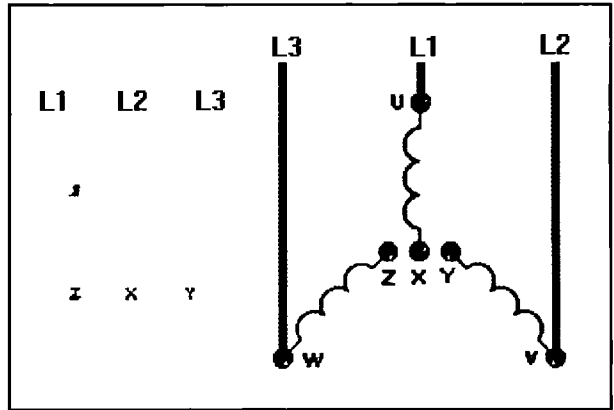


Рис. 62.14.

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

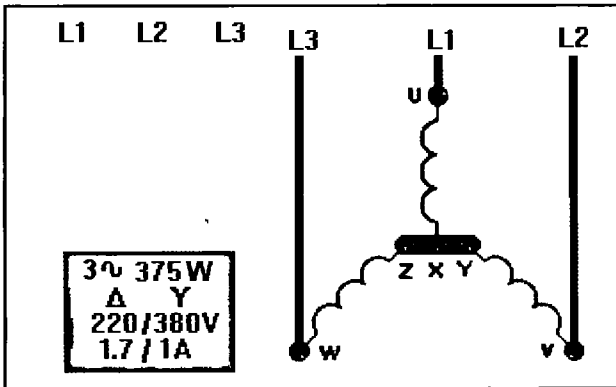


Рис. 62.15.

Ввиду того, что при схеме “звезда” клеммы Z, X, Y соединяются перемычкой, окончательно конфигурация обмоток при подключении по схеме “звезда” выглядит согласно рис. 62.15.

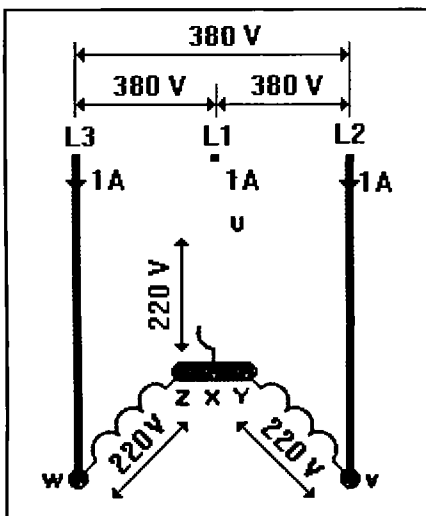


Рис. 62.16.

В дополнение к данному упражнению на рис. 62.16 вы найдете полную схему подключения нашего двигателя по схеме “звезда” с указанием величин напряжений и силы тока в каждой из обмоток.

Напряжение 380 В действует между фазами L3-L1, L1-L2 и L2-L3. Общая точка X-Y-Z является нейтрально. Напряжение между этой точкой и каждой из фаз равно 220 В (напомним, что $380 = 220 \times \sqrt{3}$).

Если мощность на валу двигателя равна 375 Вт, то в каждой из обмоток протекает ток силой 1 А.

Таким образом, при подключении двигателя к сети трехфазного тока с напряжением 380 В по схеме “звезда” на каждой из обмоток падение напряжения равно 220 В, а сила тока в каждой из обмоток равна 1 А.

Посмотрим теперь, что происходит при подключении по схеме “треугольник” (см. рис. 62.17).

Напряжение 220 В действует между фазами L1-L2, L2-L3 и L1-L3, а также на клеммах каждой из обмоток.

Сила тока в каждой из фаз при этом будет равна 1,7 А, если мощность на валу двигателя равна 375 Вт.

Заметим, что сила тока в каждой из обмоток по прежнему равна 1 А. Иначе говоря, сила тока, протекающего по каждой из обмоток, не зависит от схемы подключения, а сила тока в каждой из фаз при подключении по схеме “треугольник” будет в $\sqrt{3} = 1,7$ раза больше, чем при подключении по схеме “звезда”.

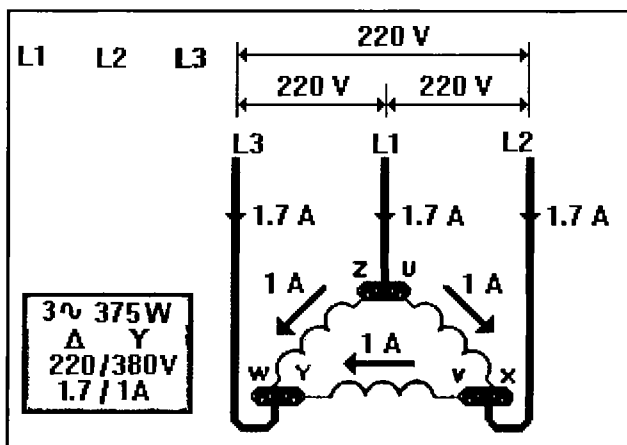


Рис. 62.17.

Итак, при напряжении в сети трехфазного переменного тока 220 В и подключении обмоток статора двигателя по схеме “треугольник” в каждой из обмоток статора протекает ток точно такой же силы, как и при напряжении 380 В и подключении по схеме “звезда”, то есть 1 А.



Запомните: какой бы ни была схема подключения обмоток трехфазного двигателя (“звезда” или “треугольник”), в каждой из обмоток будет протекать ток одной и той же силы, и на каждой из обмоток будет одна и та же величина падения напряжения. Следовательно, мощность, реализуемая на валу двигателя, абсолютно не зависит от схемы подключения.

62.4. УПРАЖНЕНИЕ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

Малейшая ошибка при подключении обмоток чревата мгновенным и непоправимым выходом двигателя из строя, как только вы подадите на него напряжение.

Во избежание неприятностей такого рода попробуйте заполнить табл. 62.1, отметив в каждой клеточке таблицы вид схемы подключения (“звезда” или “треугольник”) в зависимости от напряжения в сети (см. рис. 62.18) и типа используемого двигателя (решение на следующей странице)...

L1	L2	L3	L1	L2	L3
	Y			Δ	

Рис. 62.18.

Табл. 62.1.

Трехфазный двигатель	Напряжение в сети			
	3 x 127 В	3 x 220 В	3 x 380 В	3 x 660 В
127 / 220 В				
220 / 380 В				
380 / 660 В				

Решение упражнения

В табл. 62.2 указаны схемы подключения обмоток трехфазного двигателя переменного тока в зависимости от его типа и напряжения в сети. Одновременно в таблице приведены сведения о последствиях неправильного подключения обмоток.

Табл. 62.2.

Тип двигателя	Схема подключения в зависимости от напряжения в сети			
	3 x 127 В	3 x 220 В	3 x 380 В	3 x 660 В
127 / 220 В	Δ	Y		
220 / 380 В		Δ	Y	
380 / 660 В			Δ	Y
Δ / Y	← Низкое напряжение		→ Высокое напряжение →	

При этом значки в каждой закрашенной клеточке обозначают следующее:

- ▶ Значок указывает на недостаток напряжения. Последствия падения напряжения в сети рассмотрены в разделе 55 “Различные проблемы электрооборудования” (в следующем разделе они будут рассмотрены более подробно). Напомним, что в этом случае, если двигатель используется для привода механизма с большим значением потребного вращающего момента на валу (например, компрессора), то он не сможет запуститься. Следовательно, двигатель окажется заторможенным и ток, проходящий через его обмотку, будет соответствовать пусковому току в течение всего времени, пока двигатель стоит. В этом случае остается только надеяться, что встроенная тепловая защита или защита по току отключат питание двигателя прежде, чем он окончательно сгорит.
- ▶ Значок указывает на повышенное напряжение. Последствия повышенного напряжения также рассмотрены в разделе 55. Эти последствия всегда крайне тяжелые. Как правило, двигатель не прощает эти ошибки: его обмотка практически мгновенно сгорит, как только на нее будет подано напряжение.

Заметим, что обмотка двигателя всегда подключается по схеме “треугольник” при напряжении в сети, соответствующем низкому из двух значений, указанных на табличке (шильдике).

Обмотка всегда подключается по схеме “звезда” при напряжении в сети, соответствующем **более высокому** из двух значений напряжений, указанных на шильдике.

Для того, чтобы не забыть указанное правило, помните, что звезда всегда светит высоко в небе.

Более **НИЗКОЕ** напряжение

Δ (треугольник)

Более **ВЫСОКОЕ** напряжение

Y (звезда)



ПРИМЕЧАНИЕ. Для упрощения мы считали, что в сети у нас напряжение может быть равно 220 В и 380 В. На самом деле чаще используется напряжение 230/240 В или 400/440 В*.

* Указанные значения напряжений трехфазного переменного тока главным образом применяются в странах Западной Европы. В России базовые значения напряжений составляют 220±10% В и 380±10% В соответственно (прим. ред.).

63. ПРОБЛЕМЫ ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

Некоторые проблемы, связанные с запуском двигателей, мы уже рассматривали (см. пункт Б “Почему нужно избегать повышения частоты циклов “пуск-останов” компрессора” раздела 30 “Проблема повышенной частоты включения компрессора”).



Рис. 63.1.

Напомним, что после длительной остановки масло, которое должно обеспечивать смазку деталей компрессора, под действием силы тяжести стекает в картер (подвижные детали *теряют смазку*).

Масляный насос может обеспечить полный расход и, соответственно, подачу масла на подвижные детали только после того, как приводной двигатель компрессора наберет номинальное число оборотов (следовательно, в течение нескольких секунд подвижные детали будут работать *без смазки*).

В момент запуска компрессор очень быстро разгоняется от 0 до 1450 об/мин (или, что еще серьезней, от 0 до 2800 об/мин в зависимости от модели компрессора). Это очень напряженный режим функционирования плохо смазанных подвижных деталей компрессора, который реализуется на каждом пуске компрессора и при увеличении его продолжительности приводит к преждевременному износу деталей.

Таким образом, именно во время пуска, когда механические нагрузки наиболее значительны, смазка подвижных деталей осуществляется хуже всего (поэтому принято считать, что около 80% от общего износа компрессора происходит на пусковых режимах).

Ранее мы говорили о том, что для компрессоров с встроенным двигателем (герметичных или бессальниковых) сила тока, потребляемого двигателем на пусковом режиме, может превышать силу тока при работе на установившемся режиме в 8 раз. Это приводит к тому, что тепловыделение в двигателе на пусковом режиме будет в 64 раза больше тепловыделения при работе на установившемся режиме (см. рис. 63.1).

Для примера рассмотрим бессальниковый компрессор на рис. 63.2. Номинальная потребляемая мощность двигателя этого компрессора – 30 кВт. Допустим, что напряжение в сети трехфазного переменного тока равно 380 В, следовательно, двигатель должен быть подключен по схеме “звезда”. При работе на номинальном режиме сила тока для этого двигателя составит 54 А. Однако на пусковом режиме ток может вырасти в 8 раз, то есть составит около 432 А!

Конечно, сила тока на пусковом режиме и длительность этого режима зависят от многих параметров, прежде всего от момента сопротивления на валу компрессора (определяемого типом компрессора: поршневой, спиральный, винтовой, центробежный и т. д.) и от условий запуска (значений давлений, наличия перегрузки при пуске...).

Поэтому, в большинстве случаев, обмотки двигателей герметичных и бессальниковых компрессоров сгорают именно на пусковых режимах, когда сила тока максимальна.

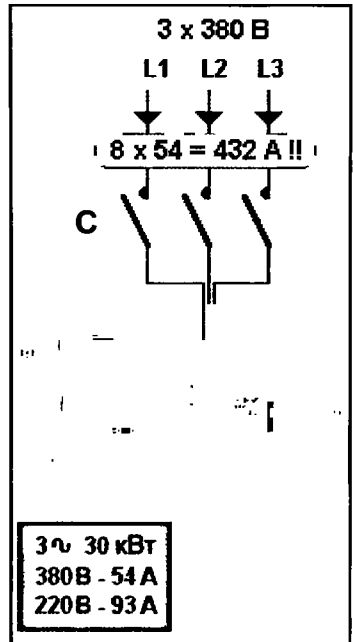


Рис. 63.2.

Если для небольших компрессоров мощностью в несколько киловатт с этими явлениями можно примириться (низкая цена, невысокие значения токов, возможность быстрой замены в случае выхода из строя), то для компрессоров большой производительности такие явления недопустимы. Поэтому в них желательно обеспечить как можно *более быстрый выход на режим* (чтобы ограничить время работы компрессора с ухудшенными условиями смазки) и *снижать величину пускового тока*.

Вместе с тем, запуск компрессоров большой производительности создает еще одну проблему. Вернемся к нашему примеру с компрессором, потребляющим 30 кВт и имеющим пусковой ток 432 А и номинальный ток 54 А.

Рассмотрим *рис. 63.3*, на котором показана схема электроснабжения различных потребителей, в том числе компрессора (расположенного в *здании D*), при напряжении в сети 400 В, обеспечиваемом трансформатором *A*.

На номинальном режиме двигатель компрессора потребляет ток силой 54 А, который проходит по линии *A-B-C*. Представим себе, что сопротивление проводов на участке *A-B* равно 0,2 Ом. Тогда падение напряжения на этом участке составит ($U = R \times I$) $0,2 \times 54 = 10,8$ В, то есть примерно 11 В.

Иначе говоря, при работе компрессора напряжение в точке *B* составит только $400 - 11 = 389$ В. Таким образом, напряжение питания соседнего потребителя (*E*) при работающем компрессоре будет также равно 389 В вместо 400 В для случая, когда компрессор стоит.

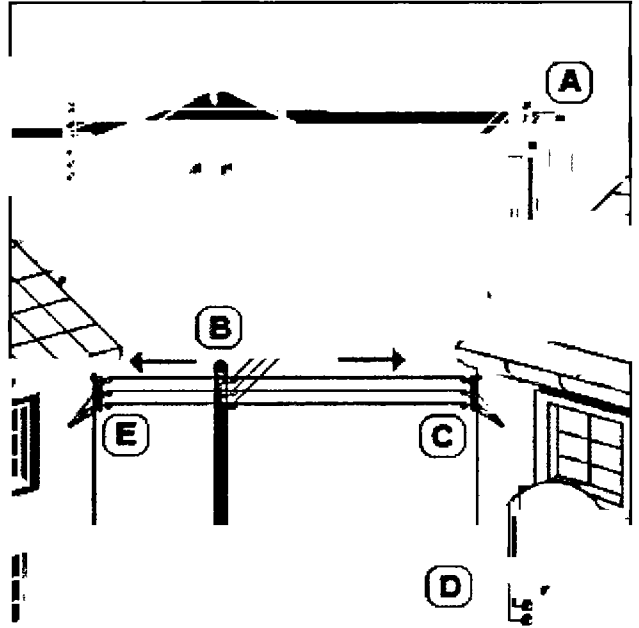


Рис. 63.3.

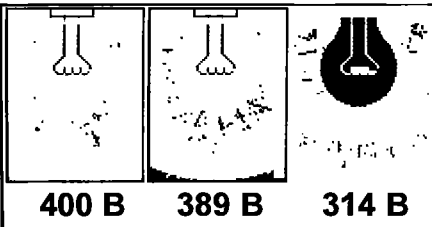


Рис. 63.4.

На пусковом режиме ситуация обостряется. В самом деле, пусковой ток достигает 432 А. Падение напряжения на линии *A-B* составит $0,2 \times 432 = 86$ В. Напряжение в точке *B* и, следовательно, у потребителя *E* составит $400 - 86 = 314$ В. То есть, потребитель *E* потеряет около 40% располагаемой мощности для работы его электрооборудования, что может вызвать определенные проблемы (*см. раздел 55. "Различные проблемы электрооборудования"*). Если вы хотите сохранить хорошие отношения со своими соседями

по электросети, постарайтесь, чтобы число циклов "пуск-останов" вашего компрессора было как можно меньше!

Для решения описанной проблемы (есть и другие проблемы, но их рассмотрение выходит за рамки нашего пособия) можно было снизить сопротивление проводов на участке *A-B*, то есть использовать провода большего сечения (более толстые, более дорогие и более тяжелые, что потребует усиления несущих пилонов). Однако, нельзя ли снизить величину пускового тока? *Решению этого вопроса посвящен следующий раздел...*

64. ЗАПУСК НАПРЯМУЮ И ЗАПУСК С РАЗДЕЛЬНЫМ ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ОБМОТОК

В этом разделе изучается технология запуска, называемого запуском с раздельным подключением обмоток (“part winding”). Такая технология широко используется в холодильной технике и воздушных кондиционерах, чтобы избежать проблем, о которых мы говорили выше.

ЗАПУСК НАПРЯМУЮ

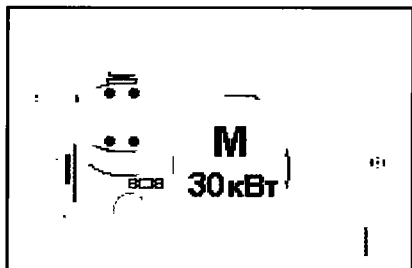


Рис. 64.1.

Запуск напрямую, главным образом используемый для небольших двигателей, является несомненно самым простым. К сожалению, этот запуск сопровождается всеми теми проблемами, о которых мы уже говорили выше.

Рассмотрим, например, бессальниковый компрессор, изучавшийся нами в предыдущем разделе. Он оснащен приводным двигателем мощностью 30 кВт, который запитан от сети с напряжением 380 В (см. рис. 64.1). Обмотки подключены по схеме “звезда”.

Принципиальная схема пускателя при запуске напрямую показана на рис. 64.2. Когда контакты С замыкаются, на обмотки через предохранители F1 подается напряжение. Амплитуда пускового тока и продолжительность пускового режима главным образом будут зависеть от момента сопротивления на валу двигателя при запуске (см. раздел 10 “Влияние величины давления нагнетания на силу тока, потребляемого электромотором компрессора”, а также раздел 55 “Различные проблемы электрооборудования”).

- ▶ Если давление всасывания (НД) и давление нагнетания (ВД) равны, момент сопротивления на валу двигателя будет самым малым. Тогда пусковой ток будет минимальным, а выход на режим займет несколько десятых долей секунды (двигатель выйдет на режим очень быстро).
- ▶ Если давление нагнетания очень высокое, а давление всасывания очень низкое, момент сопротивления будет большим. Пусковой ток резко возрастет (в нашем примере – до 432 А), а время выхода на режим существенно увеличится (займет порядка секунды).

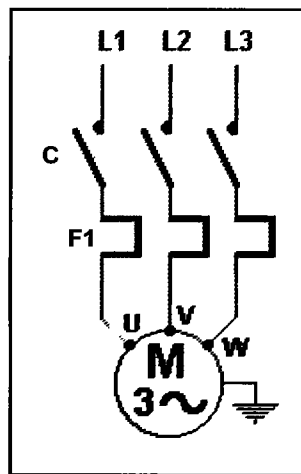


Рис. 64.2.

В обоих случаях двигатель набирает обороты от нуля до номинального значения (например, 1450 об/мин) за относительно короткое время. Однако, чем меньше продолжительность пускового режима, тем значительнее механические нагрузки и, следовательно, тем сильнее износ. Более того, на пусковом режиме в сети будет протекать огромный ток, что приведет к возникновению всех рассмотренных выше проблем!

Как только компрессор выходит на номинальный режим, ток в обмотках двигателя падает и его величина соответствует номинальному значению. В нашем примере максимальная сила тока на установившемся режиме составляет 54 А. Это значение главным образом определяется величиной давления нагнетания, то есть высокого давления (см. также раздел 55, пункт 3 “Как настраивать тепловое реле?”).

ЗАПУСК С РАЗДЕЛЬНЫМ ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ОБМОТОК (Part Winding)

Самый простой способ ограничения величины пускового тока заключается в том, чтобы вместо запуска одного большого двигателя запускать два маленьких, *один после другого*. Такая технология широко используется во многих холодильных компрессорах и носит название запуска с раздельным подключением обмоток или Part Winding (PW).

В этом случае обмотки статора двигателя при его изготовлении разделяются на несколько независимых частей. В большинстве случаев это две абсолютно одинаковые, но совершенно независимые обмотки, наложенные одна на другую таким образом, чтобы образовать единый статор. В нашем примере вместо обмотки статора, рассчитанной на 30 кВт, формируются две обмотки по 15 кВт, обеспечивающие в сумме мощность 30 кВт (см. рис. 64.3).

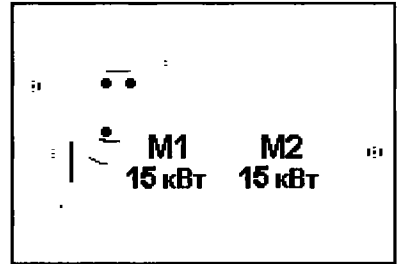


Рис. 64.3.

Чтобы уменьшить число клемм и упростить подключение обмоток к сети, такие двигатели как правило изготавливаются в расчете только на одно напряжение питания (на-

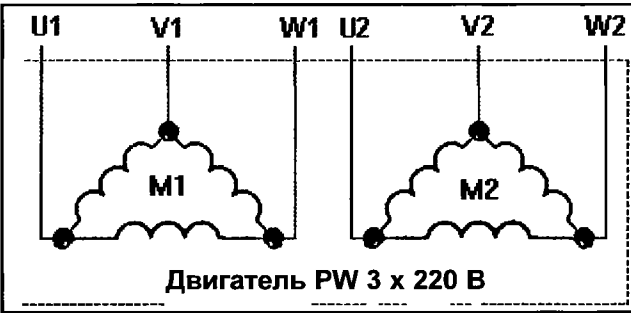


Рис. 64.4.

пряжение питания должно быть оговорено при заказе двигателя).

Например, двигатель PW, схема обмоток которого показана на рис. 64.4, предназначен для работы от сети переменного трехфазного тока с напряжением 220 В. Каждая из двух обмоток статора подключена к наружным клеммам по схеме “треугольник” в процессе изготовления компрессора.

Разумеется, если компрессор был заказан для использования при напряжении в сети 380 В, обмотки подключаются к наружным клеммам по схеме “звезда” (см. рис. 64.5).

В обоих случаях шесть наружных клемм расположены в клеммной коробке двигателя компрессора точно так же, как и в обычном двигателе. Эти клеммы мы обозначим как U1, V1, и W1 для первой обмотки и U2, V2, и W2 для второй обмотки. Такие обозначения не являются стандартизованными. Некоторые производители предпочитают обозначать клеммы просто цифрами (например, 1, 2, 3 и 4, 5, 6).

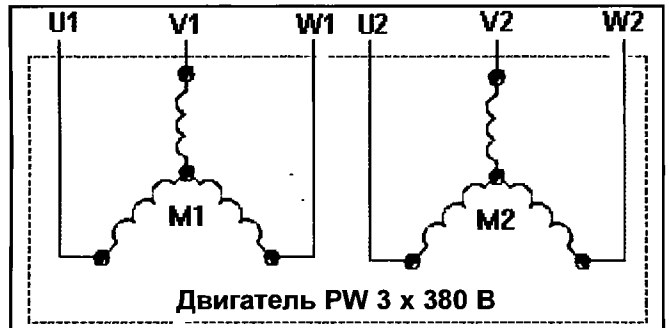


Рис. 64.5.

- | | |
|---|---|
| 1 | 4 |
| 2 | 5 |
| 3 | 6 |

Рис. 64.6.

64.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Обозначение обмоток

Проверить холодильный компрессор, клеммная коробка которого показана на рис. 64.6.

Каким образом понять, имеет ли двигатель этого компрессора раздельные обмотки или это обычный двигатель с одной обмоткой?

Решение упражнения 1

Прежде, чем глубокомысленно “морщить лоб”, обдумайте ваши действия. Очень часто внимательное ознакомление с табличкой на корпусе компрессора позволяет избежать грубых ошибок. Всегда осматривайте клеммную коробку, сняв с нее крышку: как правило, на *внутренней* стороне крышки приведена схема подключения обмоток!

В том случае, когда вы все же собираетесь “прозванивать” обмотки двигателя, необходимо прежде всего отключить их от сети и снять все перемычки с клемм (если они там есть).



Внимание! *Перед отключением двигателя от сети и снятием перемычек запомните (или отметьте), как проложены все провода, подходящие к клеммам, и какое положение занимают перемычки: таким образом вы сможете застраховаться от ошибок при последующем подключении двигателя!*



Рис. 64.7.

После этого вы должны проверить сопротивление между каждой из пар клемм с помощью омметра, установленного на *минимальный диапазон измерений* (сопротивление обмоток тем меньше, чем больше двигатель, величина сопротивления может быть значительно меньше 0,1 Ом).

Если вы обнаружили, что статор имеет три обмотки, подключенные, например, к клеммам 1-6, 2-4 и 3-5, значит речь идет об обычном двигателе (даже если обозначения клемм отличаются от стандартных U-X, V-Y и W-Z, выделенных коричневым цветом на *рис. 64.7*).

Пока двигатель отключен от сети и перемычки сняты, воспользуйтесь этим, чтобы выявить возможные неисправности (обрыв цепи, короткое замыкание, замыкание на массу). Подробнее *см. раздел 53 “Однофазные электродвигатели”*.

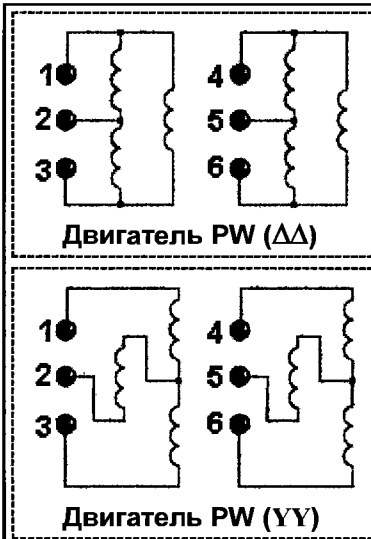


Рис. 64.8.

Если вы обнаружили, что три обмотки подключены к клеммам 1-2, 1-3 и 2-3, тогда как три других обмотки подключены к клеммам 4-5, 4-6 и 5-6, значит речь идет о двигателе типа PW, рассчитанном только на одно напряжение в сети.

Три значения сопротивлений, измеренные между клеммами 1, 2 и 3 должны быть равны между собой. Если это условие не выполняется, значит, обмотка первого статора имеет короткое замыкание. Точно так же должны быть равны между собой три значения сопротивлений, измеренные между клеммами 4, 5 и 6.



Примечание: *если при измерении сопротивлений вы обнаруживаете разницу между сопротивлениями обмоток первого статора (клеммы 1, 2, 3) и второго статора (клеммы 4, 5, 6), не переживайте и посмотрите упражнение 3 (п. 64.2).*

Заметим, что двигатель типа PW рассчитан только на одно значение напряжения в сети, поэтому его обмотки соединяются либо по схеме “два треугольника”, либо по схеме “две звезды” непосредственно в процессе изготовления двигателя (*см. рис. 64.8*). Определить, по какой именно схеме соединены обмотки, можно только по данным на табличке двигателя, где указано используемое значение напряжения питания в сети...

При проведении измерений с помощью омметра, установленного на минимальный диапазон измеряемых сопротивлений, не должно быть никакого контакта между обмотками первого статора (клеммы 1, 2, 3) и обмотками второго статора (клеммы 4, 5, 6). В противном случае можно говорить о наличии короткого замыкания и, следовательно, непригодности к использованию данного двигателя.

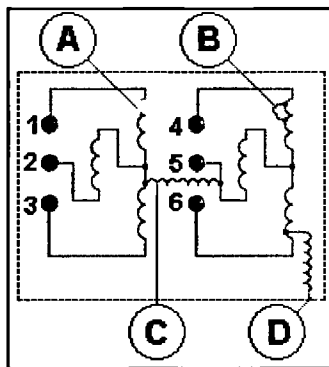


Рис. 64.9.

Точно так же, не должно быть никакого контакта между любой из обмоток и металлическим корпусом компрессора, иначе обмотки будут замкнуты на массу. Для того, чтобы уверенно говорить об отсутствии замыкания на массу или контакте между обмотками двух статоров, измерения сопротивления необходимо проводить с использованием мегаомметра или индукционного омметра.

На рис. 64.9 указаны характерные дефекты обмоток статора электродвигателя: *A* – обрыв; *B* – межвитковое короткое замыкание; *C* – короткое замыкание двух обмоток статора между собой; *D* – замыкание на массу.

Теперь рассмотрим правила подключения обмоток двигателя с раздельными обмотками (тип PW)

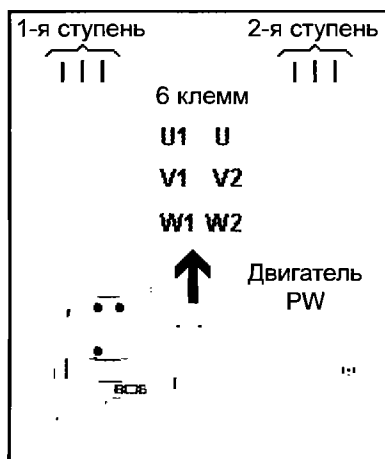


Рис. 64.10.

В принципе, все достаточно просто. Вначале нужно подать питание на обмотки первого статора. Поскольку мощность, потребляемая первым статором, равна половине мощности двигателя, *пусковой ток будет в два раза ниже по сравнению с обычным двигателем* (в этом состоит первое из преимуществ двигателей типа PW). Подав питание на обмотки первого статора, мы реализуем первую ступень выхода двигателя на режим.

Однако мощность обмоток первого статора слишком мала, чтобы компрессор заработал в полную силу. Крутящий момент на валу двигателя очень слабый и компрессор начинает работать медленно, *то есть механические нагрузки при таком пуске значительно меньше* (второе преимущество двигателей типа PW).

По истечении максимум одной секунды после подачи напряжения на обмотки первого статора подают питание на обмотки второго статора (вторая ступень выхода двигателя на режим). Поскольку компрессор уже приведен в

действие, момент сопротивления и, следовательно, импульс пускового тока будут существенно снижены. Более того, поскольку двигатель уже вращается с малой скоростью, механические нагрузки при выходе на номинальный режим будут также очень незначительными.

64.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Силовые и управляющие цепи

Попробуйте разработать электрическую схему силовых и управляющих цепей нашего компрессора (см. рис. 64.11). Подумайте о промежутке времени между моментом подачи питания на обмотки первого статора и подачей напряжения на обмотки второго статора. *Особенно внимательно рассмотрите вопрос о направлении вращения двигателя: обмотки второго статора должны создавать момент вращения двигателя в том же направлении, что и первого, в противном случае при подаче напряжения на обмотки второго статора двигатель сгорит!*

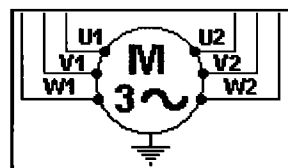


Рис. 64.11.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

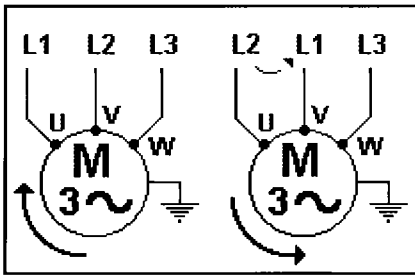


Рис. 64.12.

Представляется полезным напомнить, что для изменения направления вращения трехфазного двигателя достаточно поменять местами подключение любых двух фаз напряжения питания (см. рис. 64.12).

Представим себе, что при данном варианте подключения фаз, двигатель вращается по часовой стрелке.

Если поменять местами подключение фаз L1 и L2, как показано на рис. 64.12, двигатель начнет вращаться против часовой стрелки.

Мы знаем, что в двигателе с отдельными обмотками (тип PW) статор состоит из двух отдельных частей, которые приводят во вращение один ротор. После подачи питания на обмотки первой части статора ротор трогается и начинает вращаться. Если при подаче напряжения на обмотки второй части статора ротор попытается изменить направление вращения, получим 99,99% из 100% за то, что двигатель сгорит прежде, чем успеет среагировать защита по току. В этом и заключается самая большая опасность использования таких двигателей. Вот почему в двигателях с отдельными обмотками (тип PW) необходимо очень внимательно относиться к порядку подключения фаз.



Внимание! Еще одним существенным фактором, который следует иметь в виду при использовании двигателя с отдельными обмотками, является расположение клемм, обеспечивающих задействование первой ступени (обмоток первого статора): клеммы первой ступени располагаются либо в крайнем левом ряду, либо в верхнем ряду на клеммной коробке (см. рис. 64.13).

Если фаза ① первой ступени подключена к клемме W1, необходимо, чтобы фаза ① второй ступени была подключена к клемме, расположенной точно напротив, то есть к клемме W2.

Заметьте, что при горизонтальном расположении клемм соблюдается тот же самый порядок подключения проводов!

Таким же образом, если фаза ② первой ступени подключена к клемме V1, то фаза ② второй ступени обязательно должна быть подключена к клемме, расположенной точно напротив, то есть к клемме V2.

Поэтому, прежде всего следует пометить силовые провода. В случае ошибки последствия будут самыми плачевными: как только вы подадите напряжение, двигатель тотчас же “отдаст богу душу”.

Во избежание ошибок при подключении проводов некоторые производители используют разные цвета для окраски разных фаз (то есть 3 разных цвета). Тогда провода одного цвета подключают к клеммам U1 и U2, другого – к V1 и V2 и третьего – к W1 и W2. К сожалению, в двигателях PW этот прием не используется, поэтому будьте внимательны!

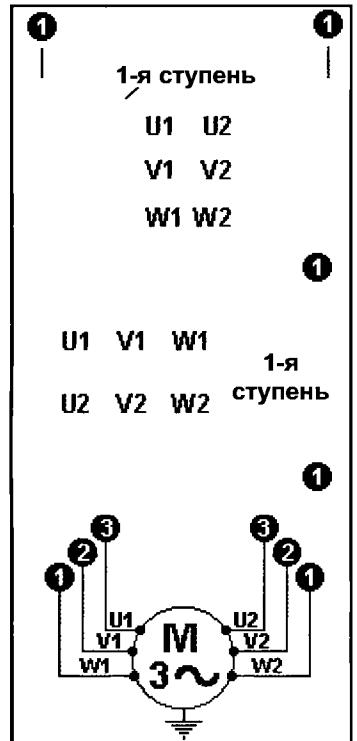


Рис. 64.13.

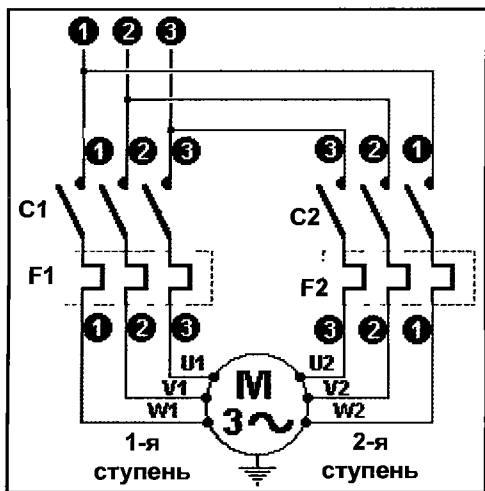


Рис. 64.14.

Теперь рассмотрим принципиальную схему подключения пускателя к сети и обмоткам двигателя (рис. 64.14).

Контактор C1 позволяет подать питание на обмотки первой ступени статора через предохранители F1. Контактор C2 должен сработать примерно на секунду позже, чтобы подать питание на обмотки второй ступени.



Внимательно изучите подключение каждой из трех фаз.

Фаза ① подключена к клемме W1, эта же фаза ① должна обязательно подключаться к клемме W2. Точно так же, фаза ②, подключенная к клемме V1, подключена к клемме V2. Разумеется, то же самое справедливо и для фазы ③, подключенной к клеммам U1 и U2.

В конце рассмотрим принципиальную схему управляющих цепей (рис. 64.15):

Если все контакты управляющей цепи (пускатель M/A), автоматики (вентилятор испарителя, задержка пуска компрессора...), предохранителей (реле НД/ВД, встроенная защита...) и настройки (датчик температуры охлаждаемой среды) замкнуты, ток проходит от контакта 1 к контакту 2.

Если контакты тепловых предохранителей F1 и F2 замкнуты, ток проходит через контакт 3, затем 4 и запитывает обмотку контактора C1 первой ступени.

Максимум через 1 секунду позднее, срабатывает реле времени контактора C1 (замыкаются контакты 4-6) и подается питание на обмотку C2 второй ступени.

Заметьте, что контакты 2-3 и 3-4 тепловых реле F1 и F2 соединяются последовательно с тем, чтобы любая неисправность привела бы к обесточиванию одновременно двух частей статора.

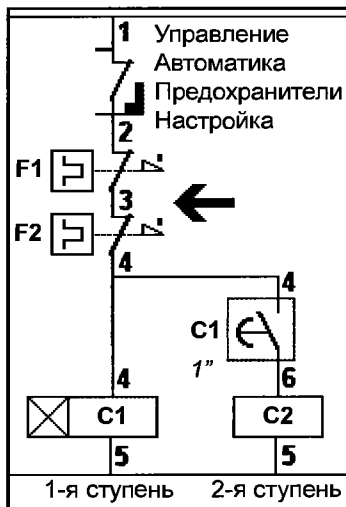


Рис. 64.15.

64.3. УПРАЖНЕНИЕ 3. Двигатель PW с обмотками 66/33%

U1	U2	} После того, как с помощью тестера вы проверили сопротивление обмоток, выяснилось, что сопротивление между клеммами U1 и V1, U1 и W1, V1 и W1 равно примерно 0,2 Ом. Таким образом, вы установили, что перед вами двигатель с раздельными обмотками.
V1	V2	
W1	W2	

Рис. 64.16.

Измеряя сопротивление обмоток, подключенных к клеммам, расположенным в правом ряду (см. рис. 64.16), вы увидели, что между клеммами U2-V2, U2-W2 и V2-W2 сопротивление равно примерно 0,4 Ом, то есть в 2 раза больше, чем у обмоток левого ряда. Кроме того, вы установили, что никакого контакта между клеммами левого и правого рядов нет. Что за двигатель перед вами?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

Поскольку никакого контакта между тремя клеммами справа и тремя клеммами слева нет, можно с уверенностью предположить, что речь идет о двигателе с раздельными обмотками. Однако сопротивления между клеммами левого ряда (это клеммы обмоток первой ступени) примерно в два раза меньше сопротивлений между клеммами правого ряда. Следовательно, перед нами двигатель с раздельными обмотками, ступени которого имеют разную мощность.

То есть в данном случае мы имеем дело с двигателем PW, мощность которого соотносится как 66/33%. Напомним, что чем больше мощность двигателя, тем меньше сопротивление имеют его обмотки (первая ступень в 2 раза более мощная, чем вторая). Например, если полная потребляемая компрессором мощность 30 кВт, то первая ступень приводного двигателя будет обеспечивать 20 кВт, а вторая – 10 кВт (см. рис. 64.16).

Чтобы определить двигатель такого типа, зачастую достаточно взглянуть на табличку, которая прикреплена к корпусу двигателя и которая поможет вам. Когда вы снимете крышку клеммной коробки, посмотрите внутрь. Очень часто на днище коробки приклеивается этикетка с электрической схемой. Кроме того, три клеммы первой ступени иногда (к сожалению, не часто) имеют больший размер, чем три клеммы второй ступени, что позволяет легко понять – перед вами двигатель PW с отношением мощностей ступеней 66/33%.

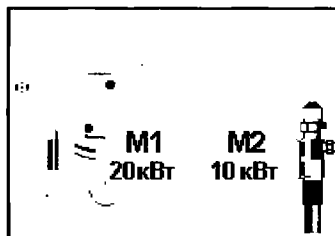


Рис. 64.16.

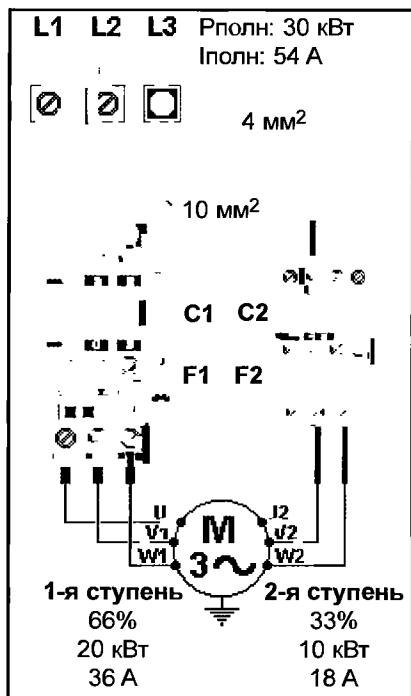


Рис. 64.17.

Если компрессор находится в составе собранной холодильной установки, то этот тип двигателя также можно определить, осматривая электрический шкаф. Действительно, поскольку первая ступень обеспечивает 66% полной мощности, она потребляет ток в два раза больший, чем вторая ступень. Поэтому пускатель С1, как правило, более крупный, чем пускатель С2.

Точно так же, провода, подающие питание на первую ступень, имеют большее сечение, чем провода, питающие вторую ступень. Если в пускателе установлены предохранители, то настройка срабатывания по току предохранителей первой ступени F1 примерно в два раза превышает настройку предохранителей F2 второй ступени (см. рис. 64.17).

Подведем итог. При полной мощности, потребляемой компрессором и равной 30 кВт, первая ступень двигателя (к ней подходят провода сечением 10 мм²) обеспечивает мощность в 20 кВт и потребляет ток силой в 36 А. Вторая ступень двигателя обеспечивает мощность 10 кВт при силе тока только 18 А. Таким образом, полная мощность на валу такого двигателя составляет 30 кВт при полной силе тока 54 А.

64.4. УПРАЖНЕНИЕ 4.

Замена двигателя 66/33 на двигатель 50/50

Двигатель бесальникового компрессора, изображенного на рис. 64.16, вышел из строя (сгорели обмотки). Вы должны заменить компрессор на аналогичный (с потребной электрической мощностью 30 кВт). В вашем распоряжении есть такой же компрессор, но с двигателем PW, ступени которого соотносятся по мощности как 50/50. Какое электрооборудование вам придется поменять?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 4

При переходе с двигателя PW 66/33 на двигатель PW 50/50 в обязательном порядке подлежат замене все элементы электрооборудования, установленные в силовых цепях. **В нашем случае замене подлежат, как минимум, два пускателя и два предохранителя.**

Однако такая замена требует предварительного анализа. Действительно, двигатель PW нового компрессора имеет отношение мощностей ступеней 50/50, следовательно, через каждый пускатель будет проходить ток силой 27 А. При этом складывается следующая ситуация (см. рис. 64.18).

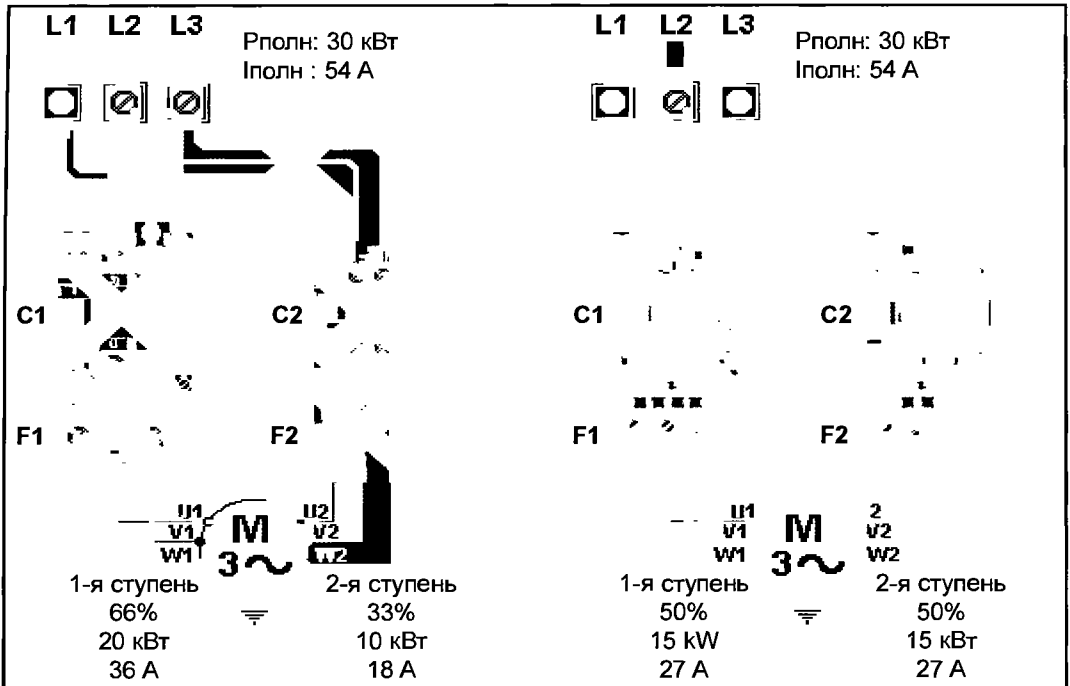


Рис. 64.18.

Для силовой цепи первой ступени:

- ▶ Старый пускатель С1 рассчитан на номинальную силу тока 36 А (например, его номинал 40 А): одна ступень нового двигателя потребляет ток силой 27 А, для нее было бы достаточно иметь пускатель с номиналом 32 А. Предохранитель F1 был предназначен для пускателя с номиналом 40 А. Его настройка срабатывания по току составила максимум 36 А: **новый предохранитель должен быть предназначен для установки в пускатель с номиналом 32 А, настройка срабатывания по току должна быть не более 27 А.**
- ▶ Провода идущие от пускателя, рассчитаны на силу тока 36 А, их сечение равно 10 мм²: при токе 27 А достаточно было бы иметь сечение 6 мм² (однако, если оставить старые провода с сечением 10 мм², ничего плохого не случится).

Для силовой цепи второй ступени:

- ▶ Старый пускатель С2 был рассчитан на ток 18 А (номинал – 20 А): ступень нового двигателя будет потреблять ток силой 27 А, следовательно, номинал пускателя должен быть не менее 32 А! Предохранитель F2 был предназначен для пускателя с номиналом 20 А. Его настройка срабатывания по току составляла не более 18 А: **новый предохранитель должен быть предназначен для более крупного пускателя с номиналом 32 А, его настройка должна быть не более 27 А.**
- ▶ Проводка была рассчитана на силу тока 18 А, сечение проводов было 4 мм²: при токе силой 27 А сечение проводов должно быть не менее 6 мм²!

Решение упражнения 5

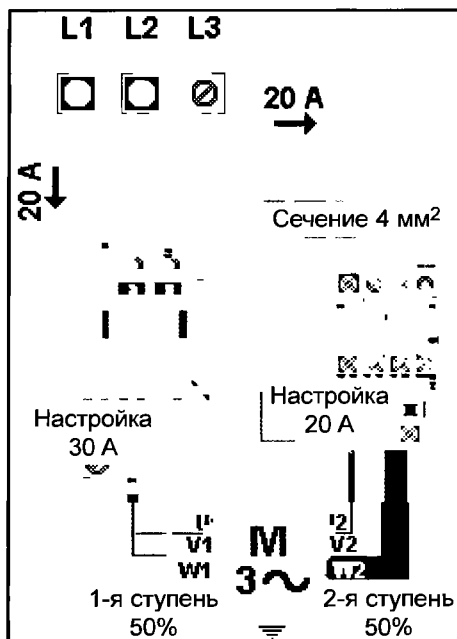


Рис. 64.20.

Весной, когда наружная температура невысокая, давление нагнетания ВД также будет не очень большим (см. раздел 32 “Почему нужно регулировать конденсаторы с воздушным охлаждением”).

Следовательно, сила тока, потребляемого двигателем компрессора, будет заметно ниже максимального значения (см. раздел 10 “Влияние давления нагнетания на силу тока, потребляемого электромотором компрессора”).

Например, вместо полной величины силы тока в 54 А (что было бы при максимальном значении ВД) наш компрессор потребляет только 40 А (то есть по 20 А на каждый пускатель, поскольку речь идет о двигателе PW 50/50).

В этих условиях оба предохранителя, настроенные на 30 А и 20 А соответственно, никак не реагируют на величину силы тока и цепь питания двигателя остается замкнутой.

Но как только наружная температура начнет расти, ВД тоже будет подниматься. Одновременно с этим вырастет и величина силы тока, потребляемого двигателем, что приведет к срабатыванию предохранителя второй ступени.

Чтобы дополнить наше упражнение, вспомним, что при решении упражнения 64.2 “Силовые и управляющие цепи” мы рассматривали схему задействования контактов предохранителей. Было установлено, что контакты обоих предохранителей подключаются в цепь питания пускателя С1 последовательно, то есть так, как показано на схеме ① рис. 64.21.

Представим себе, что мы ошиблись и завели эти контакты параллельно, каждый на свой пускатель, согласно схеме ② рис. 64.21. В результате такой ошибки, как только сработает предохранитель F2, пускатель С2 обесточится и снимет питание со второй ступени двигателя. При этом первая ступень будет по-прежнему находиться под напряжением, что наверняка приведет к гибели двигателя!

Заметим, что некоторые специалисты предпочитают устанавливать только один предохранитель. В этом случае он должен обеспечить снятие напряжения питания с двух ступеней одновременно, как показано на рис. 64.22.

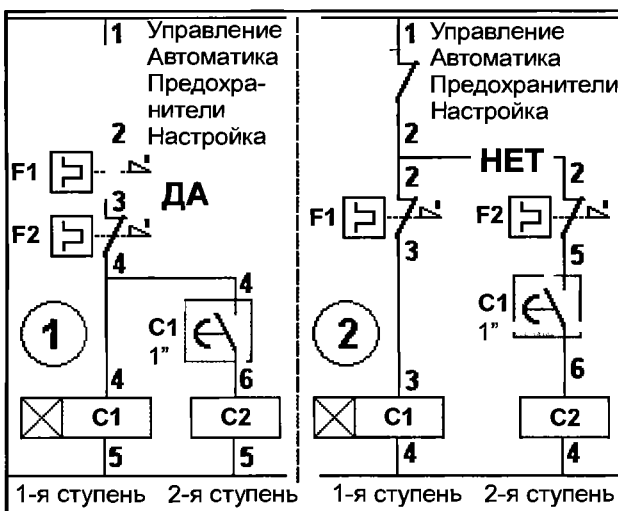


Рис. 64.21.

Наконец, можно встретить и так называемую “условную” схему подключения второй ступени двигателя РW, показанную на рис. 64.22 пунктиром. В этом случае, вместо того, чтобы использовать устройство временной задержки для замыкания цепи питания пускателя С2, обеспечивающее замыкание контакта С1 в цепи питания пускателем С2 с задержкой примерно на одну секунду, в цепь питания пускателя С2 включается обычный контакт пускателя С1. Такая схема обеспечивает задержку в подаче питания на пускатель С2 порядка 15 мс (время замыкания контакта С1) после подачи питания на пускатель С1.

64.6. УПРАЖНЕНИЕ 6.

Двигатели РW, рассчитанные на два значения напряжения в сети

Мы с вами хорошо усвоили правила подключения обмоток и запуска двигателей РW холодильных компрессоров. Но вы заметили, что все двигатели, которые мы рассматривали, были рассчитаны только на одно значение напряжения в сети?

1 . 4 . 7	1 . 4 . 7
2 . 5 . 8	2 . 5 . 8
3 . 6 . 9	3 . 6 . 9
XL 220 В	PW 220 В
1 . 4 . 7	1 . 4 . 7
2 . 5 . 8	2 . 5 . 8
3 . 6 . 9	3 . 6 . 9
XL 380 В	PW 380 В

Рис. 64.23.

К несчастью для вас, существуют приводные двигатели типа РW для холодильных компрессоров, рассчитанные на два значения напряжения в сети. В качестве примера рассмотрим одну из таких моделей с клеммной коробкой (см. рис. 64.23), имеющей 9 клемм (пронумерованных от 1 до 9), которая может работать при напряжении питания либо 220 В, либо 380 В трехфазного переменного тока. Для того, чтобы еще больше усложнить задачу, укажем, что согласно данным производителя этот двигатель может запускаться либо напрямую (XL), либо с раздельным подключением обмоток (PW).

С помощью омметра вы определили, что обмотки подключены к клеммам согласно схеме на рис. 64.24.

Попробуйте теперь определить, каким образом должны быть соединены клеммы и подключены цепи питания в зависимости от того, как будет запускаться двигатель: напрямую при 220 В, по схеме РW при 220 В, напрямую при 380 В, по схеме РW при 380 В?

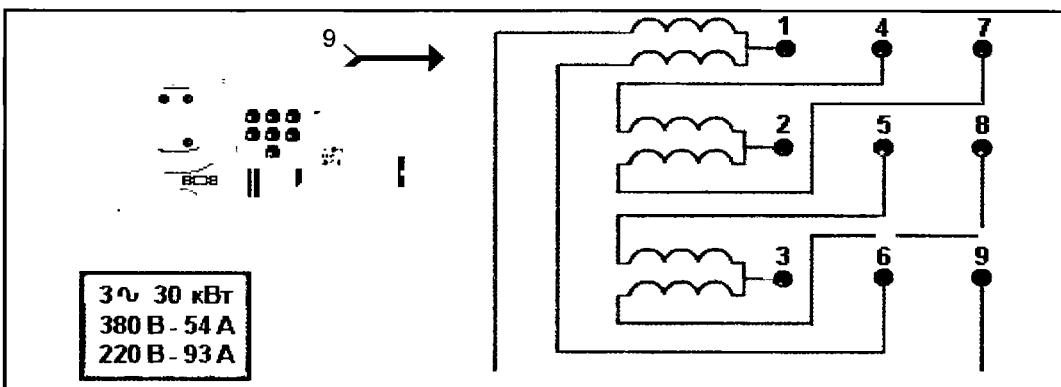


Рис. 64.24.

Решить это упражнение вам поможет схема на рис. 64.24. Если вы сможете это сделать прежде, чем обратитесь к подсказке, вы будете готовы работать с такими двигателями!

Решение на следующей странице....

Решение упражнения 6

Вероятность встретиться в работе с несколько необычными двигателями не так уж мала, тем более, что судьба может забросить вас в другие страны и даже на другие континенты. *Кто знает, где вам придется работать в ближайшие 10 лет?*

ЗАПУСК НАПРЯМУЮ (XL) ПРИ 220 В: Соединение клемм, их подключение к сети и схема внутренней коммутации обмоток показаны на рис. 64.25.

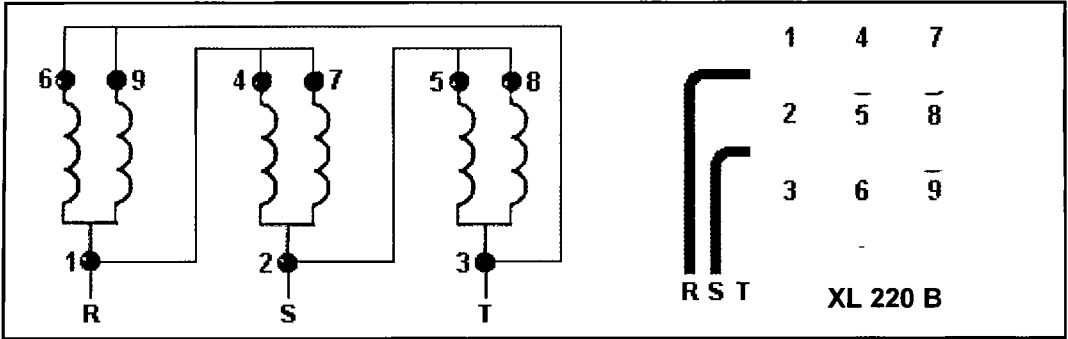


Рис. 64.25.

Анализируя внутреннюю схему, можно убедиться, что каждая обмотка запитана напряжением 220 В (2 фазы). Напомним, что при одной и той же мощности сила тока, потребляемого двигателем при работе от сети с напряжением 220 В, примерно в 1,7 раза больше силы тока, потребляемого при работе от сети с напряжением 380 В (см. раздел 62 “Трехфазные электродвигатели”, пункт 62.1 “Основные понятия”). Если в месте установки компрессора имеется сеть с напряжением трехфазного переменного тока только 220 В, разумеется было бы желательным реализовать запуск двигателя по схеме с отдельным подключением обмоток, как показано на рис. 64.26, чтобы снизить величину пускового тока и ограничить механические нагрузки при запуске (см. раздел 63 “Проблемы запуска двигателей”).

ЗАПУСК С РАЗДЕЛЬНЫМ ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ОБМОТОК (PW) ПРИ 220 В: Соединения клемм, их подключение к сети и схема внутренней коммутации обмоток показаны на рис. 64.26.

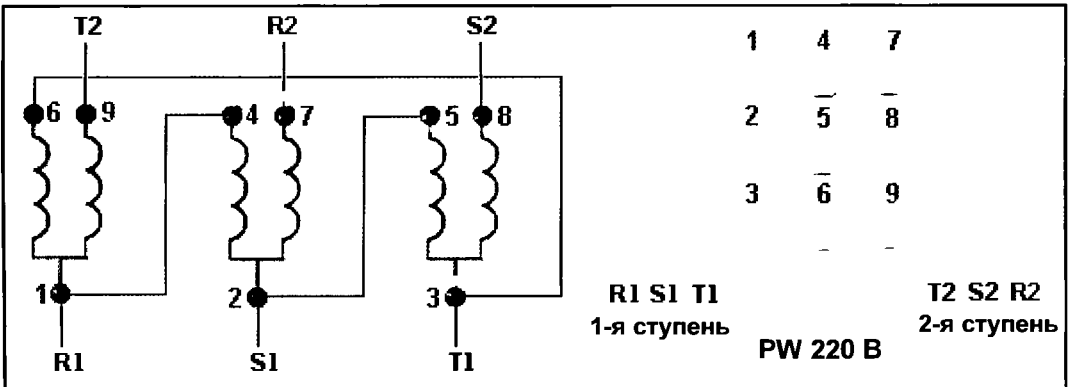


Рис. 64.26.

Обратите внимание на последовательность подключения клемм к сети: так же, как и ранее (см. пункт 64.2 “Силовые и управляющие цепи”), если какая-либо из фаз, например, фаза R подключается к клеммам 1 и 4, то точно такая же фаза R должна подключаться и к клемме, расположенной напротив, то есть к клемме 7.

ЗАПУСК НАПРЯМУЮ (XL) ПРИ 380 В: Соединения клемм, их подключение к сети и схема внутренней коммутации обмоток показаны на рис. 64.27.

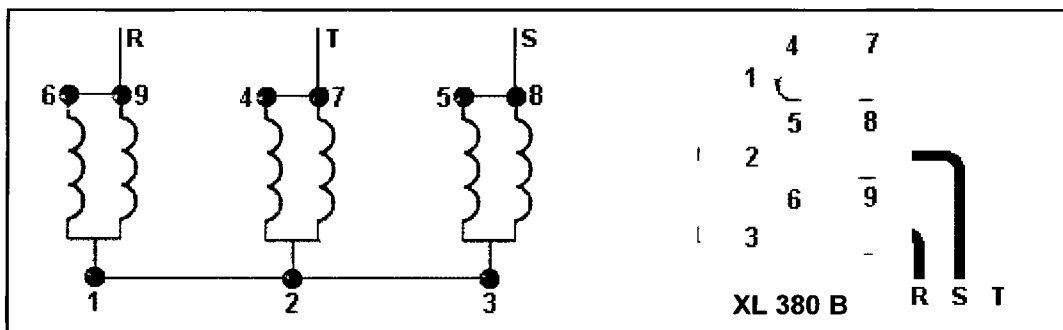


Рис. 64.27.

Анализируя схему, можно видеть, что между двумя любыми фазами 380 В находятся по 2 обмотки, соединенные последовательно. Таким образом, каждая из обмоток находится под напряжением 220 В (см. раздел 62 “Трехфазные двигатели” пункт 62.3 “Подключение по схеме “звезда”).

ЗАПУСК С РАЗДЕЛЬНЫМ ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ОБМОТОК (PW) ПРИ 380 В: Соединение клемм, их подключение к сети и схема внутренней коммутации обмоток показаны на рис. 64.28.

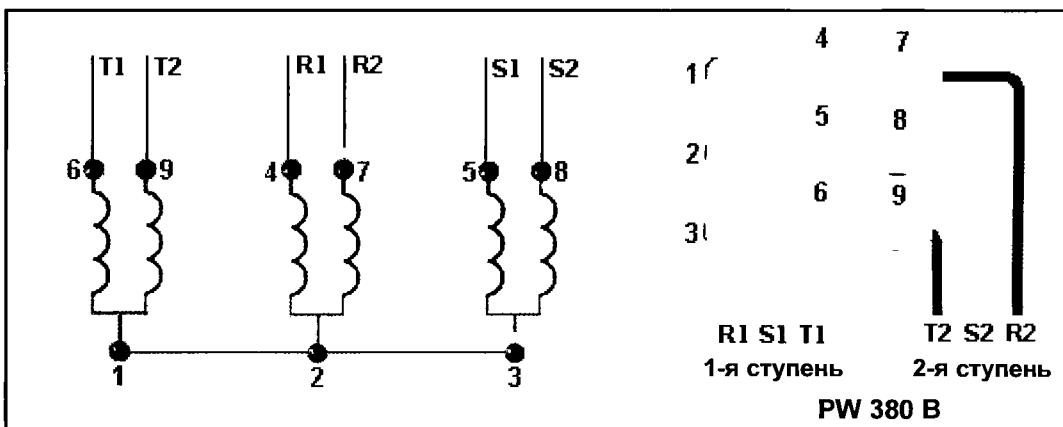


Рис. 64.28.

Так же, как и в предыдущих схемах раздельного подключения обмоток, обращаем ваше внимание на взаимное расположение одноименных фаз.

⊗ Существуют и другие типы двигателей PW, рассчитанные на два значения напряжений в сети. Внимание! Некоторые двигатели имеют клеммные коробки с 12 клеммами, некоторые двигатели не позволяют осуществлять раздельное подключение обмоток при напряжении в сети 380 В...

Мы не ставили своей целью разбирать каталоги всех существующих моделей двигателей (их слишком много). Прежде всего, мы хотели снабдить вас информацией для более полного понимания проблем, связанных с подключением трехфазных двигателей к сети, и тем самым повысить уровень ваших знаний. Если у вас зарождается хотя бы малейшее сомнение по поводу правильности подключения двигателя, никогда не стесняйтесь говорить об этом и консультироваться с другими специалистами: когда вы включите рубильник и на двигатель будет подано напряжение, исправить что-либо уже будет поздно!

65. ТРЕХФАЗНЫЕ ДВУХСКОРОСТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Трехфазные двигатели, позволяющие менять число оборотов, очень часто используются в воздушных охладителях для того, чтобы обеспечивать изменение расхода воздуха в соответствии с изменением его температуры: малая скорость (МС) при низкой температуре, например, зимой, и большая скорость (БС) при высокой температуре, например, летом (см. раздел 20.5).

Как правило, двухскоростными двигателями также оснащаются градирни (их работа подробно рассматривается в разделе 73). На рис. 65.1 показан вариант градирни, оборудованной двухскоростным двигателем (поз. 1) для привода центробежного вентилятора (поз. 2).

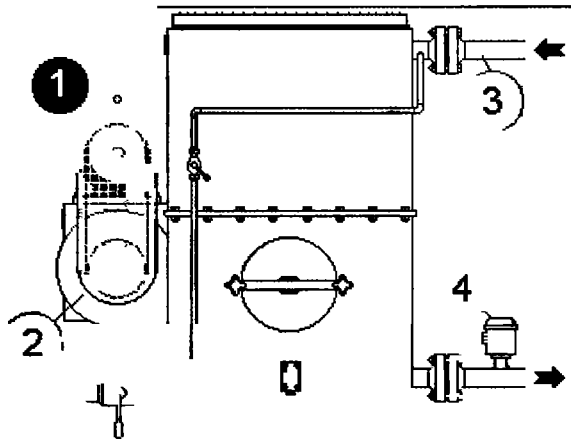


Рис. 65.1.

При выключенном вентиляторе и работающем компрессоре температура воды на входе в градирню (поз. 3) начинает повышаться. Термостат (поз. 4), установленный на выходе из градирни, обнаруживает подъем температуры и выдает команду на запуск двигателя с малой скоростью (МС). Если температура воды продолжает расти, термостат переводит двигатель на большую скорость (БС) и градирня работает с максимальной производительностью.

ДВИГАТЕЛЬ С ДВУМЯ РАЗДЕЛЬНЫМИ ОБМОТКАМИ

Это самый простой двигатель. Он представляет собой обычный двигатель, рассчитанный на одно значение напряжения трехфазного переменного тока и имеет клеммную коробку с 6 клеммами (поз. А на рис. 65.2). Схема подключения обмоток этого двигателя к клеммам показана в нижней части рис. 65.2.

Внутри такого двигателя имеются две абсолютно независимых обмотки, каждая из которых предназначена для реализации разного числа оборотов. Если питание подключено к клеммам 1U, 1V и 1W двигатель вращается с малой скоростью МС (поз. В). Если питание подано на клеммы 2U, 2V и 2W, двигатель вращается с большой скоростью БС (поз. С).

ВНИМАНИЕ! Схема на рис. 65.2 очень похожа на схему двигателя с раздельным подключением обмоток РW (см. пункт 64.1). Чтобы избежать ошибок, внимательно ознакомьтесь с табличкой на корпусе двигателя и изучите схемы, в противном случае возможны непоправимые последствия.

Действительно, в отличие от двигателя РW, обмотки двухскоростного двигателя, схема которого изображена на рис. 65.2, никогда не должны быть запитаны вместе, иначе двигатель мгновенно сгорит!

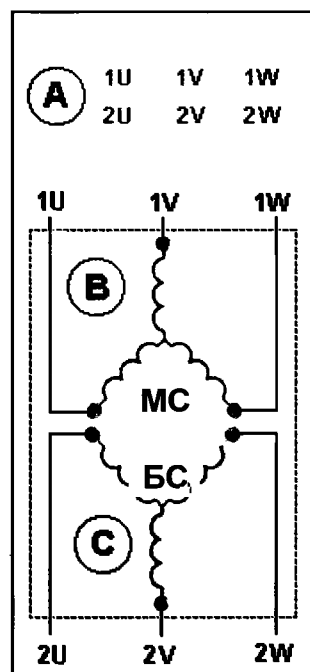


Рис. 65.2.

65.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Двигатель с раздельными обмотками

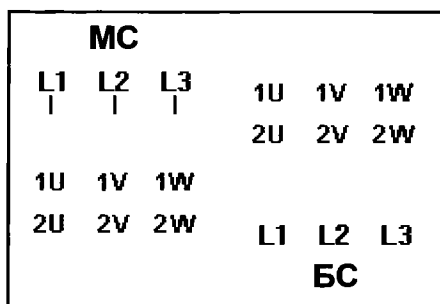


Рис. 65.3.

Нарисуйте схему подключения обмоток и управления работой двухскоростного трехфазного двигателя, предназначенного для привода вентилятора градирни, зная, что переключение скоростей обеспечивается термостатом с двухступенчатой регулировкой температуры.

В помощь вам на рис. 65.3 приведено обозначение клемм, имеющиеся внутри клеммной коробки.

Решение упражнения 1

Схема подключения обмоток представлена на рис. 65.4.

Двигатель может вращаться с MC (питание подано на клеммы 1U, 1V и 1W) или с BC (запитаны клеммы 2U, 2V и 2W).

Треугольник вершиной вниз указывает на то, что между контакторами MC и BC существует механическая блокировка. Благодаря ей, как только один из контакторов замкнут, становится невозможным замкнуть другой контактор, даже если вы случайно нажали на него рукой.

Такой тип блокировки позволяет избежать ошибки, обусловленной человеческим фактором. Действительно, если замкнуть оба этих контактора одновременно, *даже на несколько тысячных долей секунды*, двигатель может мгновенно сгореть: напоминаем, что при нормальной температуре скорость электронов равна примерно 250000 км/с, то есть более чем 6 раз в секунду позволяет обернуться вокруг Земли!

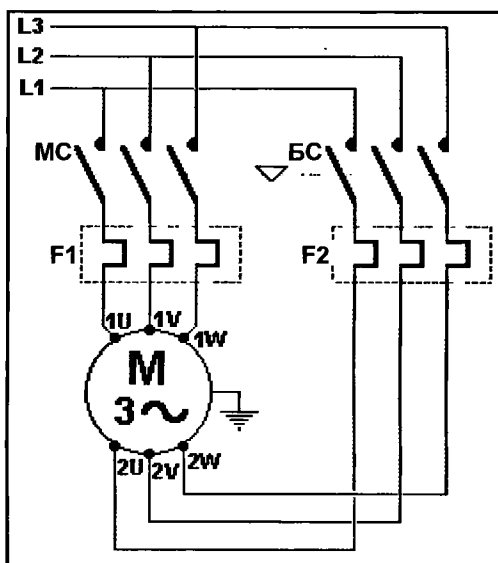


Рис. 65.4.

Существует и другая опасность: представим себе, что двигатель вращается со скоростью 960 об/мин (MC) и в этот момент размыкается контактор MC и замыкается контактор BC, чтобы обеспечить вращение со скоростью 1450 об/мин, *но в другом направлении!* Момент сопротивления на валу двигателя в этом случае оказался бы невероятно большим, двигатель подвергся бы *очень высоким* механическим и электрическим нагрузкам и, в лучшем случае, сработало бы реле тепловой защиты. В худшем случае двигатель просто бы сгорел.

Поэтому абсолютно необходимо, чтобы при переключении с режима MC на режим BC двигатель продолжал вращаться в том же направлении. *То есть порядок подключения фаз должен соблюдаться одинаковым.* Иначе говоря, если фаза L1, например, подключена к клемме 1U для режима MC, то эта же фаза L1 должна быть подведена и к клемме 2U для режима BC (см. рис. 65.4).

А кстати, прежде чем читать дальше, вы нарисовали схему управляющей цепи?

Принципиальная схема цепи управления представлена на рис. 65.5.

Если приборы контроля, управления и безопасности разрешают запуск двигателя, напряжение подается на контакт 2. Если реле тепловой защиты (контакты 2-3) и плавкий предохранитель (контакты 3-4 и 4-5) замкнуты, напряжение подается на контакт 5 регулятора температуры воды на выходе из градирни, который является общим для двух ступеней регулирования температуры.

Допустим, что температура воды низкая. Тогда оба контакта 5 разомкнуты и обмотки МС, БС и R не запитаны. Когда температура воды начнет расти, контакты 5-6 замыкаются и через нормально замкнутые контакты 6-7 реле R подается питание на реле МС, обеспечивающее работу двигателя на режиме МС.

При этом размыкаются нормально замкнутые контакты 8-9 реле МС. Когда расход тепловой воды в градирню увеличится и температура воды поднимется еще больше, регулятор температуры замкнет контакты 5-8. В результате будет подано напряжение на реле R, вследствие чего разомкнутся контакты 6-7, обесточится реле МС и замкнутся контакты 8-9 реле МС. Напряжение поступит на реле БС и двигатель перейдет на режим БС (заметим, что в этом случае момент сопротивления на валу двигателя будет очень небольшим, поскольку двигатель уже работал на режиме МС).

Далее, если температура воды упадет, реле-регулятор температуры разомкнет контакты 5-8 второй ступени. Вследствие этого будет снято напряжение с реле БС и реле R. Контакты 6-7 реле R замкнутся, будет подано напряжение на реле МС, после чего разомкнутся контакты 8-9 и двигатель вновь перейдет на режим МС.

В нашем примере двигатель на режиме БС вращался со скоростью 1450 об/мин и, как только разомкнутся контакты 8-9, он тут же переходит на режим МС, когда вращение осуществляется со скоростью 960 об/мин. Иначе говоря, происходит *мгновенное замедление* скорости вращения от значения 1450 об/мин до значения 960 об/мин. Усилие, необходимое при этом для того, чтобы затормозить двигатель, является причиной возникновения значительных механических нагрузок и, как следствие, заметного пика по току в цепи питания обмотки МС.

Этот недостаток можно устранить (см. рис. 65.6), установив вместо реле мгновенного срабатывания реле R с временной задержкой (такое реле часто называют реле замедленного действия).

В тот момент, когда по команде регулятора температуры размыкаются контакты 5-8 второй ступени, реле БС обесточивается, также как и обмотка реле R замедленного действия (рис. 65.6). Однако контакты 6-7 реле R остаются разомкнутыми в течение заданного времени задержки (в данном случае 3 секунды) после снятия с него напряжения. В течение этого времени у нас не подается напряжение ни на обмотку БС, ни на обмотку МС. Вращение двигателя замедляется, причем тем быстрее, чем больше момент сопротивления на вентиляторе.

Спустя 3 секунды контакты 6-7 реле R замыкаются. К этому моменту вращение двигателя замедляется до скорости, близкой к 960 об/мин. На обмотку МС подается напряжение и двигатель продолжает вращаться со скоростью 960 об/мин не испытывая ни механических пиковых нагрузок, ни забросов по току.

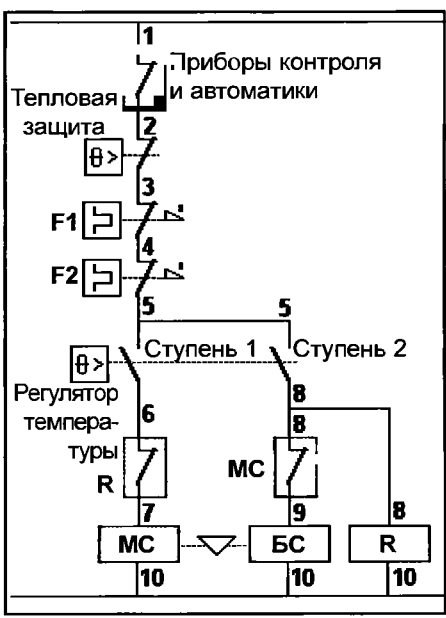


Рис. 65.5.

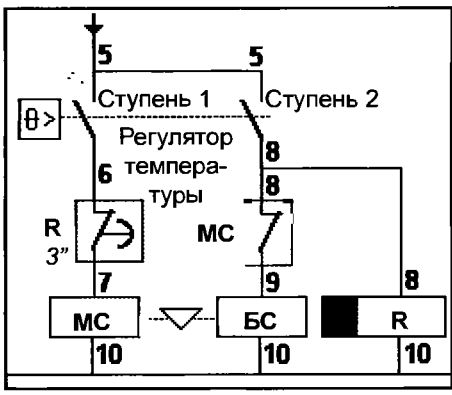


Рис. 65.6.

66. ДВИГАТЕЛЬ ДАЛАНДЕРА

В настоящее время довольно часто используется другой тип двухскоростных двигателей, называемых двигателями Даландера (Dahlander). Клеммная коробка такого двигателя показана на *рис. 66.1*. Такой двигатель представляет собой двигатель трехфазного переменного тока, рассчитанный на работу при одном значении напряжения. При работе на режиме БС напряжение подается на клеммы 2U, 2V и 2W, а клеммы БС (1U, 1V и 1W) соединяются между собой перемычками.

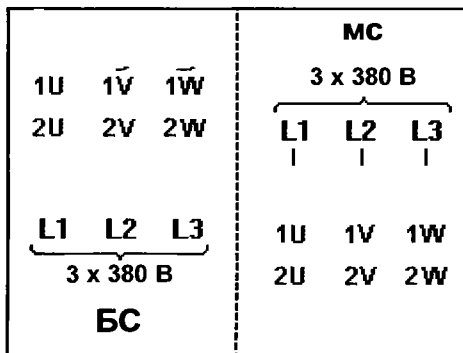


Рис. 66.1.

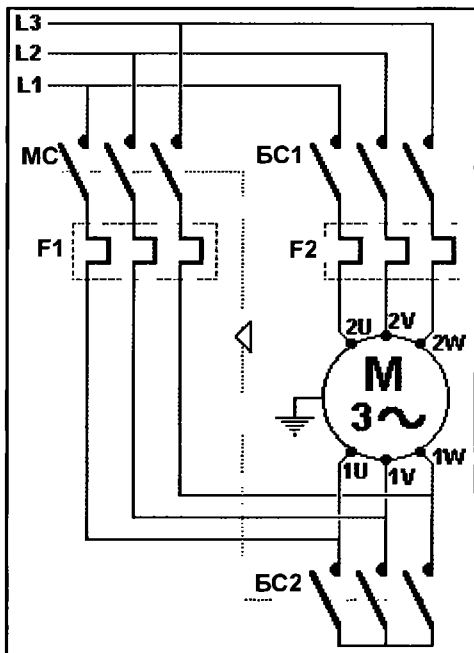


Рис. 66.2.

При работе в режиме МС напряжение подается на клеммы МС 1U, 1V и 1W, а три других клеммы МС (2U, 2V и 2W) остаются свободными.

Схема подключения двигателя Даландера к сети показана на *рис. 66.2*.

При работе на режиме МС контактор МС замкнут и фазы L1, L2 и L3 подключены к клеммам МС 1U, 1V и 1W соответственно. Контактors BC1 и BC2 при этом обязательно должны быть разомкнуты.

Обратите внимание на треугольник в центре *рис. 66.2*. Он означает, что между контакторами МС и BC2 существует механическая блокировка, чтобы не допустить короткого замыкания фаз: если контакторы МС и BC2 одновременно замкнуты, то произойдет короткое замыкание!

При работе в режиме БС контактор BC1 замкнут и фазы L1, L2 и L3 подключены к клеммам 2U, 2V и 2W соответственно (обратите внимание на последовательность подключения фаз к клеммам). Контактors BC2 при этом тоже замкнут, обеспечивая соединение между собой клемм 1U, 1V и 1W BC2 (естественно, контактор МС должен быть в этом случае разомкнут).

Контактор BC2 при этом тоже замкнут, обеспечивая соединение между собой клемм 1U, 1V и 1W BC2 (естественно, контактор МС должен быть в этом случае разомкнут).

66.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Маркировка клеммной коробки на двигателе Даландера

Табл. 66.1.

Вы “прозвонили” с помощью омметра клеммы двигателя Даландера и результаты записали в *табл. 66.1*.

Попробуйте теперь нарисовать схему подключения обмоток к клеммам и к сети.

Решение на следующей странице...

	1U	1V	1W	2U	2V	2W
1U	—	144 Ω	144 Ω	108 Ω	108 Ω	36 Ω
1V	144 Ω	—	144 Ω	108 Ω	36 Ω	108 Ω
1W	144 Ω	144 Ω	—	36 Ω	108 Ω	108 Ω
2U	108 Ω	108 Ω	36 Ω	—	72 Ω	72 Ω
2V	108 Ω	36 Ω	108 Ω	72 Ω	—	72 Ω
2W	36 Ω	108 Ω	108 Ω	72 Ω	72 Ω	—

Решение упражнения 1

Табл. 66.2. Посмотрите на данные *табл. 66.2* (она повторяет *табл. 66.1*). Вы видите, что минимальное сопротивление равно 36 Ом, а далее оно возрастаеткратно этой величине от 36 до 144 Ом (72, 108, 144 Ом).

	1U	1V	1W	2U	2V	2W
1U	—	144 Ом	144 Ом	108 Ом	108 Ом	36 Ом
1V	144 Ом	—	144 Ом	108 Ом	36 Ом	108 Ом
1W	144 Ом	144 Ом	—	36 Ом	108 Ом	108 Ом
2U	108 Ом	108 Ом	36 Ом	—	72 Ом	72 Ом
2V	108 Ом	36 Ом	108 Ом	72 Ом	—	72 Ом
2W	36 Ом	108 Ом	108 Ом	72 Ом	72 Ом	—

Кроме того, заметьте, что величины сопротивлений повторяются по 3 раза. То есть мы имеем 3 раза по 36 Ом, 3 раза по 72 Ом (2 x 36 Ом), 3 раза по 108 Ом (3 x 36 Ом) и 3 раза по 144 Ом (4 x 36 Ом). В результате можно легко понять, что обмотки для каждого из режимов подключены к своим клеммам (клеммы МС и БС на *рис. 66.1*) по схеме, показанной на *рис. 66.3*.

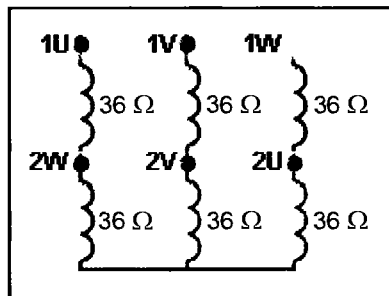


Рис. 66.3.

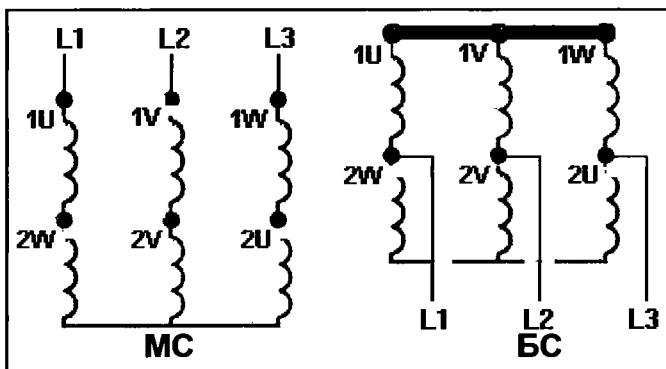


Рис. 66.4.

После этого, зная, как подключаются к сети клеммы режимов МС и БС (*см. рис. 66.2*), легко получить полную схему подключения к клеммам и к сети обмоток двигателя Даландера (*см. рис. 66.4*).

Можно отметить, что для режима МС между каждыми двумя фазами четыре обмотки соединены последовательно, а для режима БС последовательно соединенных обмоток только две.

Межфазное напряжение не зависит от режима работы двигателя

и остается одним и тем же как для режима МС, так и для режима БС. Однако напряжение на обмотках для режима МС будет меньше, чем для режима БС. Напомним, что крутящий момент на валу двигателя пропорционален квадрату напряжения (*см. раздел 55*). Поэтому для режима МС крутящий момент на валу будет меньше, чем для режима БС. В результате, при подключении двигателя к одному и тому же приводимому механизму число оборотов на режиме МС будет меньше, чем на режиме БС.

Внимание! Не путайте двухскоростные двигатели с двумя отдельными обмотками с двигателем Даландера, обычным двигателем и двигателем с отдельным подключением обмоток, поскольку все эти двигатели имеют клеммные коробки с 6 клеммами. Тщательно изучите схему на крышке клеммной коробки и надписи на шильдике двигателя!

66.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Схема управляющей цепи двигателя Даландера

Составьте схему цепи управления для двигателя Даландера, зная, что он предназначен для привода вентилятора градирни, число оборотов которого регулируется с помощью двухступенчатого термостата-регулятора температуры воды на выходе из градирни. Если сможете, предусмотрите использование реле замедленного действия (с устройством временной задержки).

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Принципиальная схема цепи управления представлена на рис. 66.5.

Если приборы контроля, управления и безопасности разрешают запуск двигателя, напряжение проходит через контакты 1-2. При замкнутых контактах 2-3 реле тепловой защиты двигателя, 3-4 и 4-5 предохранителей F1 и F2 соответственно, напряжение приходит на контакты 5 регулятора температуры воды.

Допустим, что температура воды низкая. Тогда оба контакта 5-6 и 5-9 реле регулятора температуры разомкнуты. Обмотки реле МС, ВС2, R и ВС1 не запитаны.

После того, как температура воды начнет расти, замыкается контакт 5-6 первой ступени регулятора температуры и двигатель вентилятора выходит на режим МС через контакты 6-7 реле времени R (контакты 5-9 второй ступени регулятора остаются разомкнутыми и обмотка реле времени R не запитана).

При возрастании притока теплой воды в градирню, когда температура воды еще больше повышается, замыкаются контакты 5-9 второй ступени регулятора (при этом контакты первой ступени 5-6 остаются замкнутыми). Поскольку контакты 9-10 реле МС разомкнуты, питание на обмотку реле ВС2 отсутствует и его контакты 9-12 разомкнуты, препятствуя подаче напряжения на обмотку реле ВС1. Однако обмотка реле R оказывается под напряжением. В результате размыкаются контакты 6-7 реле R, прекращая подачу напряжения на обмотку реле МС, после чего замыкаются контакты 9-10 и 10-11. Как только контакты 9-10 реле МС замкнутся, напряжение подается на обмотку реле ВС2, его контакты 9-12 также замкнутся, и двигатель перейдет на режим ВС.

Впоследствии, когда температура воды упадет, контакты 5-9 второй ступени регулятора разомкнутся и прервут подачу напряжения на обмотки реле ВС2, R и ВС1. При этом контакты 6-7 реле времени R будут оставаться разомкнутыми еще 3 секунды после снятия напряжения с обмотки реле R.

За это время скорость двигателя, оставшегося без питания, начнет падать и спустя три секунды, когда замкнутся контакты 6-7, двигатель плавно перейдет на режим МС. В этом случае переход с режима ВС на режим МС происходит с минимальными электрическими и механическими нагрузками.

ПРИМЕЧАНИЕ. Быстрый прогресс электронных устройств, наблюдающийся сегодня, позволяет менять число оборотов двигателей с помощью электронных преобразователей частоты переменного тока, которые становятся все более компактными (первые частотные преобразователи были очень громоздкими) и все более дешевыми. Поэтому такие преобразователи все чаще применяются в холодильных установках. Они обладают многими достоинствами. Прежде всего, частотные преобразователи позволяют существенно снизить пусковые токи. Кроме того, большинство двигателей может использовать переменный ток с частотой, которая меняется от 25 до 60 Гц, что позволяет без труда регулировать число оборотов в диапазоне от 50 до 120% от номинала.

Вместе с тем, традиционные двухскоростные двигатели, с учетом их низкой стоимости и простоты, еще долгое время будут находить применение в технике.

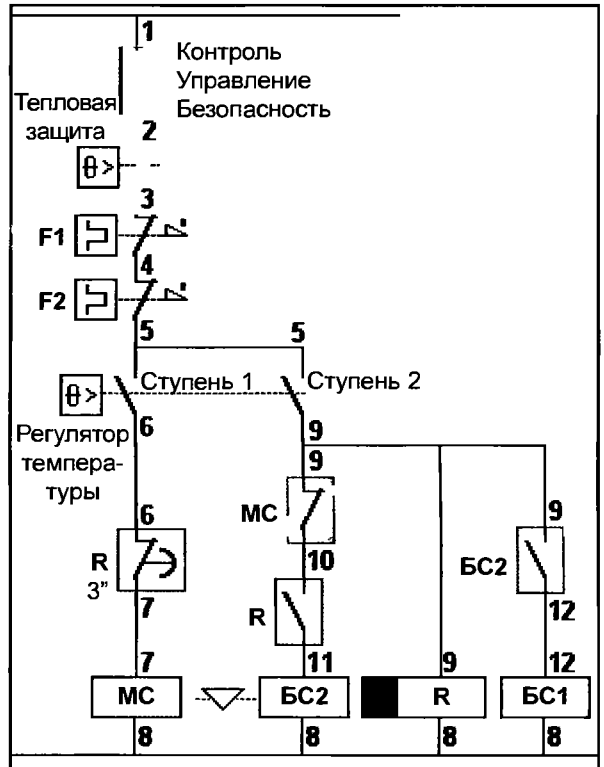


Рис. 66.5.

67. РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ВОДЫ

Стоимость воды в городских системах водоснабжения с каждым годом становится все выше и выше. Тем не менее, иногда можно встретить небольшие кондиционеры, в которых используются конденсаторы водяного охлаждения. Это, как правило, конденсаторы, охлаждаемые сточными водами (то есть водой, которая сливается в канализацию после ее использования). В некоторых случаях холодильные установки средней производительности используют для охлаждения конденсатора грунтовую, речную или морскую воду. Во всех этих установках можно столкнуться с проблемами, обусловленными работой регулятора расхода воды (VR).

КОНДЕНСАТОР ВОДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ БЕЗ РЕГУЛЯТОРА VR

Рассмотрим *рис. 67.1*. На нем изображена установка с конденсатором, охлаждаемым проточной водой. В этом конденсаторе перегретые пары хладагента высокого давления поступают из компрессора в цилиндрическую емкость, внутри которой находятся заполненные проточной водой трубки. По этим трубкам постоянно циркулирует холодная вода из городского водопровода (температура этой воды, как правило, около 10°C). Давление в городском водопроводе не слишком большое, примерно около 3 бар, однако расход воды при этом будет весьма значительным, что приводит к интенсивной конденсации хладагента и небольшому значению высокого давления (ВД). При температуре воды на входе в конденсатор около 10°C и температурном напоре порядка 15 К температура конденсации составит примерно $10 + 15 = 25^{\circ}\text{C}$ (то есть около 9 бар для R22).

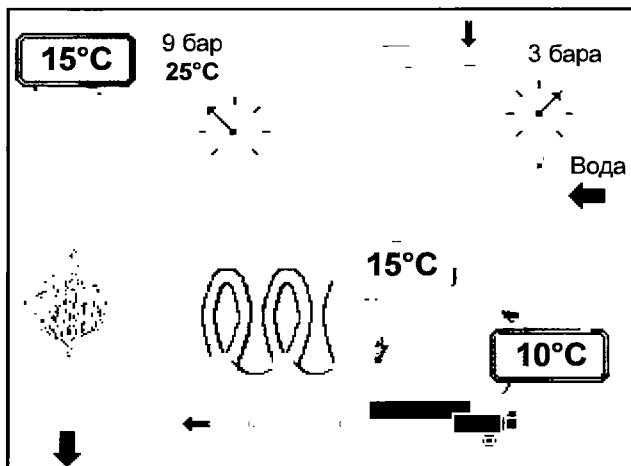


Рис. 67.1.

Конденсирующийся жидкий хладагент скапливается в нижней части обечайки цилиндрического резервуара, который в этом случае выполняет функцию жидкостного ресивера, и контактирует с трубками конденсатора, наполненными холодной (около 10°C) проточной водой. Такой контакт вызывает сильное переохлаждение жидкого хладагента (можно легко достичь переохлаждения выше 10 К).

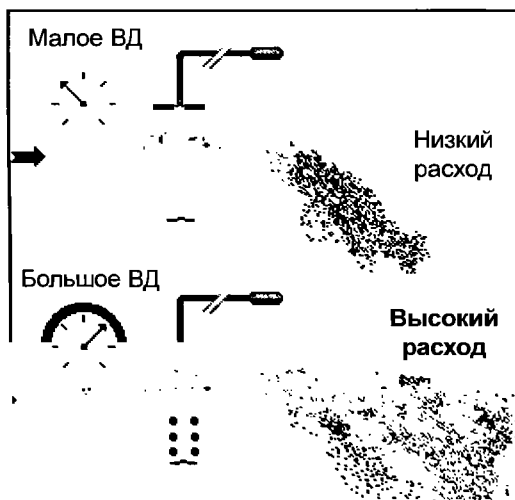


Рис. 67.2.

Малая величина ВД приведет к тому, что ТРВ или капиллярная трубка не смогут пропускать требуемый расход жидкого хладагента в испаритель (см. *рис. 67.2*).

Действительно, при падении разности между ВД и НД расход жидкости через ТРВ (даже если ТРВ полностью открыт) падает, что приводит к снижению объема паров хладагента в испарителе.

Поскольку при этом компрессор продолжает работать, давление в испарителе начинает падать и в конце концов уменьшается настолько, что срабатывает предохранительное реле НД...

Одновременно с этим количество хладагента в испарителе оказывается слишком малым, резко возрастает перегрев и падает холодопроизводительность. При диагностике неисправностей падение НД может объясняться многими причинами.

Однако в данном случае причина не в испарителе, поскольку *сильно возрастает перегрев*. Исключена также и нехватка хладагента, поскольку *переохлаждение отличное*. Так как на жидкостной магистрали *нет преждевременного вскипания хладагента*, наверняка речь должна идти о *низкой пропускной способности ТРВ* (см. раздел 27).



Хотя диагноз поставлен вполне корректно, бесполезно начинать “перделку” ТРВ (он и так полностью открыт): неисправность обусловлена низким уровнем ВД, что приводит точно к таким же симптомам, как и “слишком слабый ТРВ” (см. раздел 14).

РАБОТА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ВОДЫ

Чтобы решить проблему, о которой мы только что рассказали, нужно установить регулятор расхода воды (VP).

Регулятор VP управляется с помощью капиллярной трубки, связывающей сильфон регулятора с полостью ВД (см. рис. 67.3). На сильфоне закреплен шток клапана и под действием силы ВД клапан открывается (движется вверх), тогда как сила регулировочной пружины давит на клапан, закрывая его (клапан движется вниз).

Когда сила натяжения регулировочной пружины превышает силу ВД, клапан закрыт. Если компрессор работает, ВД начинает расти, и как только сила ВД сравняется с силой натяжения пружины, клапан начнет открываться.

Таким образом, можно поддерживать постоянство величины ВД путем установки соответствующей силы натяжения пружины. В результате ТРВ будет сохранять оптимальную производительность, испаритель всегда будет заполнен хладагентом и опасность отключения компрессора предохранительным реле НД, которую мы рассмотрели выше, исключается.

Но регулятор VP выполняет и другую немаловажную функцию – он позволяет экономить воду:

- ▶ *Когда компрессор работает*, расход потребляемой конденсатором воды поддерживается на том уровне, который действительно необходим. Например, если установка состоит из двух параллельно подключенных компрессоров, расход воды через конденсатор при работе одного компрессора будет примерно в 2 раза меньше, чем при одновременной работе двух компрессоров.
- ▶ *При остановленном компрессоре*, когда ВД быстро падает, клапан VP сразу же закрывается.

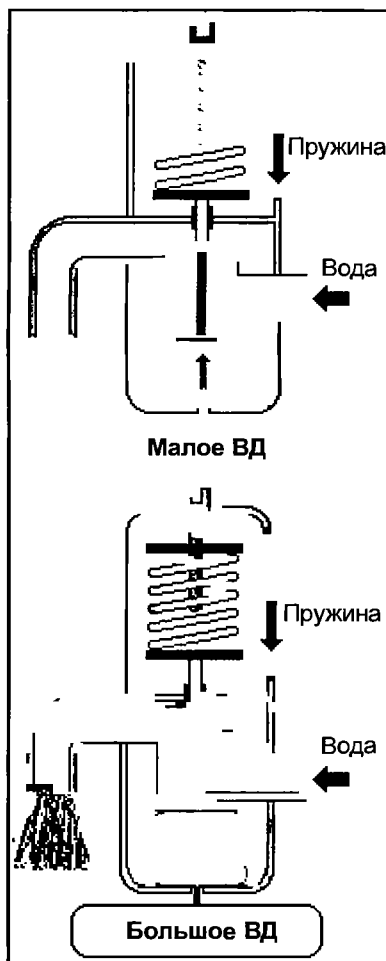


Рис. 67.3.

НАСТРОЙКА РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ВОДЫ

В начале настоящего раздела мы увидели, к чему приводит падение ВД. На какую же величину следует настраивать регулятор VP?

В общем случае принято считать, что для конденсаторов, охлаждаемых проточной водой, **при давлении ниже 15 бар (для R22) потребление водопроводной воды становится недопустимым**. При таком давлении, имея ввиду сравнительно большой расход проточной воды, температура воды на выходе из конденсатора становится низкой и вода сливается в канализацию с очень незначительным подогревом. То есть мы получаем серьезный перерасход воды, который наверняка ударит потребителя по карману. Следовательно, настройка должна обеспечивать величину ВД больше 15 бар.

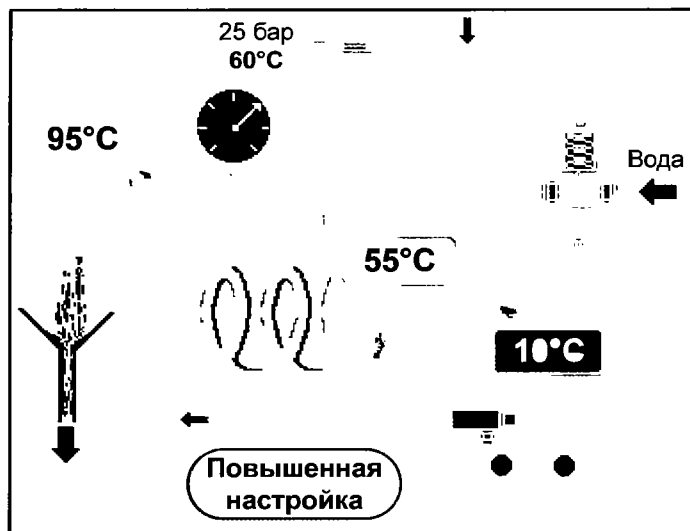


Рис. 67.4.

Теперь рассмотрим *рис. 67.4*. На этом рисунке настройка регулятора VP обеспечивает величину ВД на уровне 25 бар. Потребление воды низкое, подогрев воды в конденсаторе высокий, экономия воды максимальная.

Однако рост ВД приводит к росту потребляемой электроэнергии, а холодопроизводительность падает (напомним, что рост температуры конденсации на 1 К уменьшает холодопроизводительность примерно на 1%).

Еще одним отрицательным последствием роста ВД является **чрезмерное повышение температуры нагнетания** (в нашем примере – до 95°C), что приводит к разложению масла и повышению его кислотности.

Таким образом, для настройки регулятора VP необходимо искать компромисс между слишком большим и слишком малым значениями ВД (см. *рис. 67.5*).

Поэтому приемлемый уровень настройки должен обеспечивать величину ВД в диапазоне от 15 до 22 бар (для R22), то есть обеспечивать температуру конденсации от 38 до 55°C.

Для других хладагентов значения настройки ВД можно определить в этом же диапазоне температур конденсации.

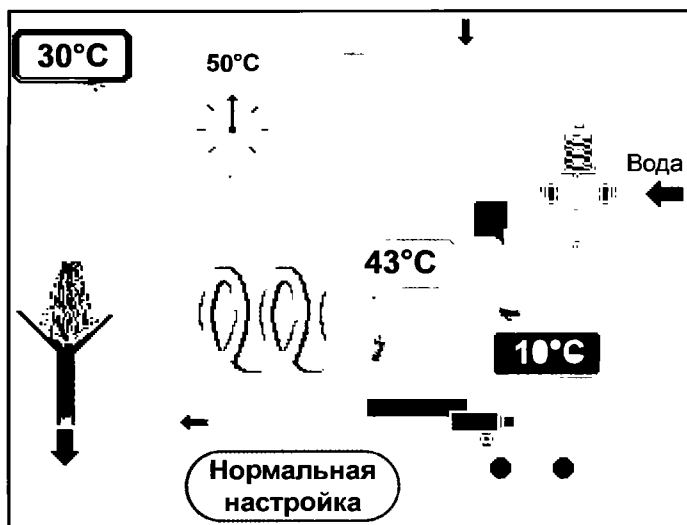


Рис. 67.5.

МОНТАЖ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ВОДЫ

А) ПОДКЛЮЧЕНИЕ К КОНДЕНСАТОРУ

Перед тем, как подключить регулятор VP к конденсатору, рассмотрим систему “компрессор-конденсатор” без регулятора (см. рис. 67.6).

Вход холодной воды обязательно должен располагаться в том месте, где осуществляется отбор жидкого хладагента.

Такая схема позволяет холодной воде находиться в непосредственном контакте с жидким хладагентом, выходящим из конденсатора, что обеспечивает максимально возможное переохлаждение жидкости.

Кроме того, такая схема реализует режим теплообмена между охлаждающей водой и хладагентом по принципу противотока, который наиболее оптимален для теплообменных аппаратов.

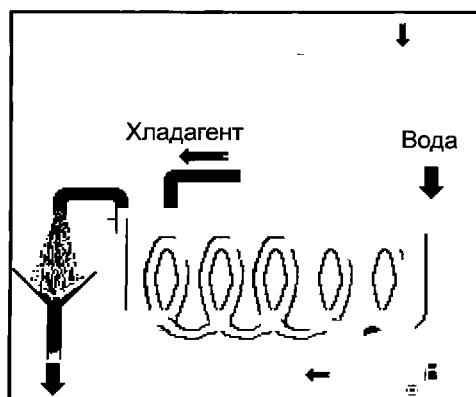


Рис. 67.6.

Б) ГДЕ УСТАНОВИТЬ РЕГУЛЯТОР VP: НА ВХОДЕ В КОНДЕНСАТОР ИЛИ НА ВЫХОДЕ ИЗ НЕГО!

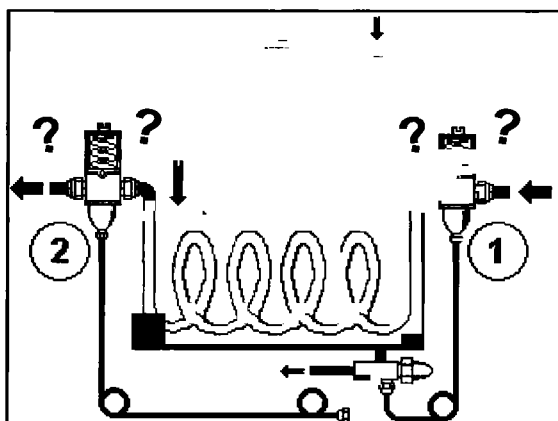


Рис. 67.7.

Независимо от того, где будет стоять регулятор VP, на входе в конденсатор (поз. 1 на рис. 67.7) или на выходе из него (поз. 2), регулирование высокого давления (ВД) будет нормально обеспечиваться как в первом случае, так и во втором.

Однако чаще всего регулятор VP устанавливают на входе воды в конденсатор. Это обусловлено следующими соображениями. Когда регулятор VP стоит на входе в конденсатор, то при выключении компрессора давление нагнетания (ВД) падает и регулятор VP закрывается. При этом подача воды в конденсатор прекращается и та вода, которая была в трубках, частично сливается в канализацию, поскольку трубки оказываются под атмосферным давлением. Если

конденсатор установлен в помещении, где температура может падать ниже 0°C, или на улице, опасность замерзания воды в трубках и их разрушение становится гораздо ниже, чем в случае, когда трубки конденсатора заполнены водой (то есть в случае, когда регулятор VP установлен на выходе из конденсатора).

Внимание! Если давление в городском водопроводе превышает 5 бар, каждое открытие или закрытие клапана VP может сопровождаться гидравлическим ударом. При этом в установке возникают крайне неприятные шумы и стуки.

Кроме того, давление на входе в клапан обеспечивает его открытие. Если это давление возрастает, то после выключения компрессора клапан может быть негерметичен. В примере на рис. 67.8 пружина настроена на создание усилия, эквивалентного давлению 16 бар. При выключенном компрессоре давление в полости нагнетания падает до 10 бар. Поэтому, когда давление воды в водопроводе превысит 6 бар, клапан окажется негерметичным, даже если компрессор не работает.



Рис. 67.8.

В этом случае рекомендуется перед клапаном устанавливать дроссель, называемый также редуктором давления воды (*поз. 1 на рис. 67.9*). Этот редуктор настраивают таким образом, чтобы поддерживать давление воды на входе в клапан на уровне от 3 до 4 бар (или на таком уровне, который не будет сопровождаться гидроударами в водопроводной сети).

Кроме того, желательно установить ручной вентиль (*поз. 2*), позволяющий перекрывать подачу воды при операциях по обслуживанию установки.

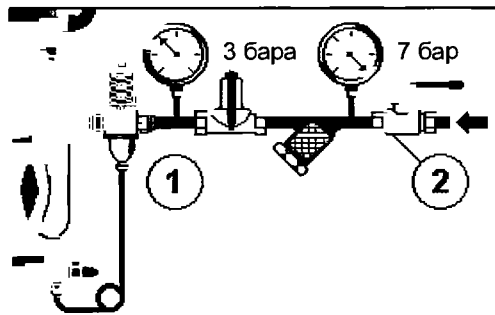


Рис. 67.9.

После предварительной настройки редуктора при неработающей установке, последнюю запускают и контролируют величины давлений нагнетания (ВД) и воды. Давление воды на входе в регулятор при работе установки может отличаться от давления предварительной настройки, так как редуктор может настраиваться только при наличии расхода воды через него (его настраивают точно так же, как настраивают ручные вентили кислорода и ацетилена газовой горелки: необходимо вращать регулировочный винт до тех пор, пока не установится желаемое давление).

В) ПОДКЛЮЧЕНИЕ КАПИЛЛЯРНОЙ ТРУБКИ ОТБОРА ВД ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ КЛАПАНА VP

После запуска компрессора давление нагнетания ВД, пока клапан VP остается закрытым, быстро растет. Это давление по капиллярной трубке (или трубке диаметром 1/4", в зависимости от типа клапана VP) передается в полость сильфона регулятора VP. Если капиллярная трубка слишком длинная или заполнена маслом, компрессор может быть включен по сигналу предохранительного реле ВД прежде, чем откроется клапан VP. В общем случае всегда существует запаздывание между ростом давления нагнетания ВД в месте подключения трубки отбора давления и передачей этого давления в полость сильфона клапана VP. Однако, если в трубке отбора давления есть масло, то величина этого запаздывания возрастает, что обусловлено необходимостью преодоления сил вязкого трения масла при передаче давления от трубки отбора в полость сильфона.

Преждевременное срабатывание реле ВД происходит, как правило, в тех случаях, когда врезка трубки отбора давления произведена в нижнюю часть нагнетательной магистрали (см. рис. 67.10). Масло, которое выходит из компрессора, находится именно в этой части, и оно наверняка попадет внутрь трубки отбора давления, откуда уже не выйдет.

По той же причине сам регулятор VP желательно устанавливать таким образом, чтобы полость сильфона, куда подается ВД, находилась внизу. Тогда масло не сможет накапливаться в полости сильфона. Кроме того, такая пространственная ориентация регулятора облегчает доступ к регулировочному винту.

Работа поршневых компрессоров сопровождается пульсациями давления в нагнетательном патрубке. Эти пульсации обусловлены возвратно-поступательным движением поршней. Частота пульсаций для скорости вращения приводного двигателя 1450 об/мин составляет примерно 25 Гц (25 раз в секунду). Если трубку отбора давления врезать в нагнетательную магистраль непосредственно на выходе из компрессора, указанные пульсации, передаваясь в полость сильфона, могут вызвать преждевременное "усталостное" разрушение клапана.

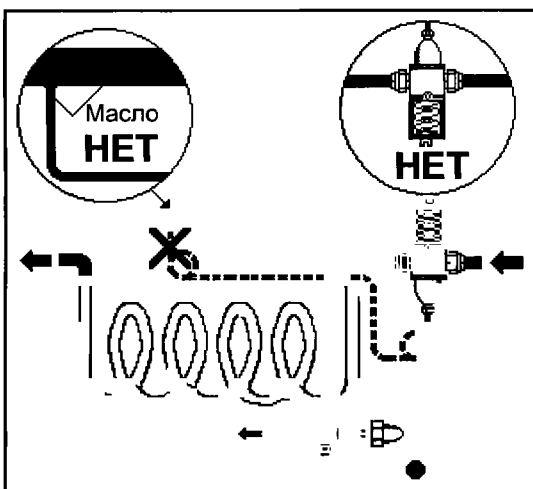


Рис. 67.10.

Поэтому врезку управляющего тракта регулятора VP рекомендуется производить как можно дальше от компрессора, желательно в жидкостную магистраль. Однако, если трубку отбора давления просто впаять в жидкостную магистраль, то в случае, когда понадобится заменить регулятор VP, придется полностью сливать хладагент из конденсатора, поскольку никаких способов отсечь эту трубку от холодильного контура у вас не будет.

В связи с этим, лучше всего трубку отбора давления подключать к запорному вентилю, устанавливаемому на жидкостной магистрали на выходе из конденсатора.

Г) ОШИБКИ, КОТОРЫХ НАДО ИЗБЕГАТЬ

При подключении трубки отбора давления регулятора VP к штуцеру на запорном вентиле, устанавливаемом на выходе из конденсатора, никогда не отсекайте этот штуцер от холодильного контура: *полость сильфона регулятора VP и полость конденсатора всегда должны быть соединены.*

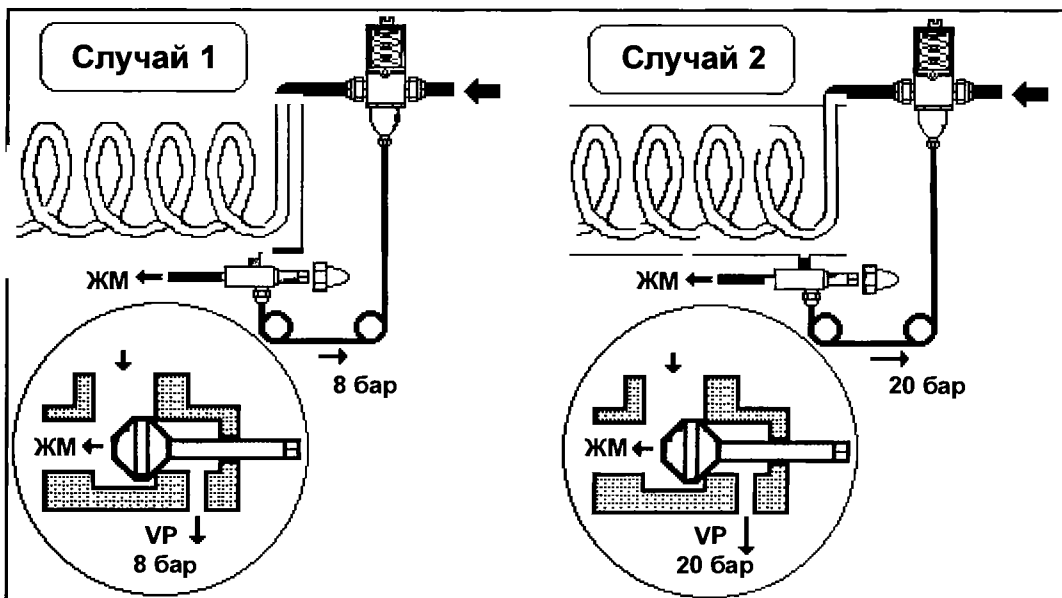


Рис. 67.11.

Иначе вы можете столкнуться со следующими проблемами (см. рис. 67.11):

▶ Случай ①. При включенном компрессоре вы по недосмотру отсекали штуцер отбора давления от полости конденсатора (запорный вентиль полностью открыт и тарель клапана села на правое седло). Допустим, что в момент остановки компрессора давление нагнетания ВД составляло 8 бар. После запуска компрессора давление нагнетания ВД начнет быстро расти, однако давление в сильфоне будет по-прежнему оставаться равным 8 бар и компрессор быстро отключится по команде предохранительного реле ВД.

▶ Случай ②. Компрессор работает, давление нагнетания равно, например, 20 бар. Если вы допустите ту же ошибку, что и в предыдущем случае, в сильфоне давление тоже будет равно 20 бар. При таком давлении клапан VP будет все время открыт, в том числе и тогда, когда компрессор выключится. В этом случае реле ВД не срабатывает, однако через месяц или чуть позже вас вновь вызовет клиент и скажет, что сумма, которую он платит за воду для охлаждения этого конденсатора, выросла в три раза. Поэтому одним из главных условий нормальной работы регулятора VP должно быть его немедленное закрытие после того, как компрессор выключается (поскольку ВД падает очень быстро).



При монтаже таких установок и пусконаладочных работах на них не забывайте проверить, насколько быстро после остановки компрессора прекращается подача воды в конденсатор.

Случай ③. В предыдущих примерах жидкостной запорный вентиль на выходе из конденсатора был установлен *горизонтально*. Рассмотрим теперь те проблемы, с которыми вы можете столкнуться, если этот вентиль расположен *вертикально* (см. рис. 67.12).

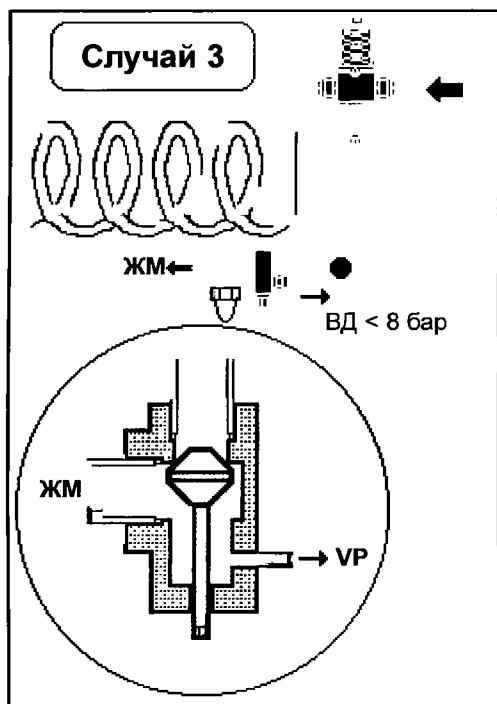


Рис. 67.12.

Во-первых, остаются те же проблемы, что и в случаях ① и ②, то есть если вы оставили вентиль полностью открытым и отсекали штуцер отбора давления от полости конденсатора.

Во-вторых, добавляется еще одна. Например, чтобы заменить фильтр-осушитель на жидкостной магистрали (ЖМ), вы должны откачать испаритель и жидкостную магистраль, закрыв вентиль на выходе из конденсатора и перекачав весь хладагент в конденсатор. Когда вы закроете жидкостной вентиль на выходе из конденсатора, то есть завернете до упора шпindel этого вентиля, полость конденсатора будет отрезана от жидкостной магистрали, но полость сильфона по-прежнему будет сообщена с этой магистралью.

Давление в жидкостной магистрали начнет стремительно падать, приближаясь к нулю (в этом и заключается цель операции по вакуумированию). Но одновременно давление начнет падать и в полости сильфона регулятора VP, и клапан VP быстро закроется. Поскольку компрессор продолжает работать и откачивать хладагент из испарителя и жидкостной магистрали, а конденсатор перестает охлаждаться (регулятор VP закрыт), *давление нагнетания начнет быстро расти и компрессор отключится по команде предохранительного реле ВД не закончив вакуумирования.*

Чтобы предотвратить преждевременное отключение компрессора и обеспечить охлаждение конденсатора в процессе вакуумирования жидкостной магистрали, можно, конечно, отвернуть регулировочный винт, ослабив тем самым силу натяжения пружины и обеспечив свободный проток воды через конденсатор.

Однако можно и принудительно открыть клапан VP с помощью одной или двух отверток (см. рис. 67.13). Это позволяет сэкономить время и избежать разрегулирования клапана VP.

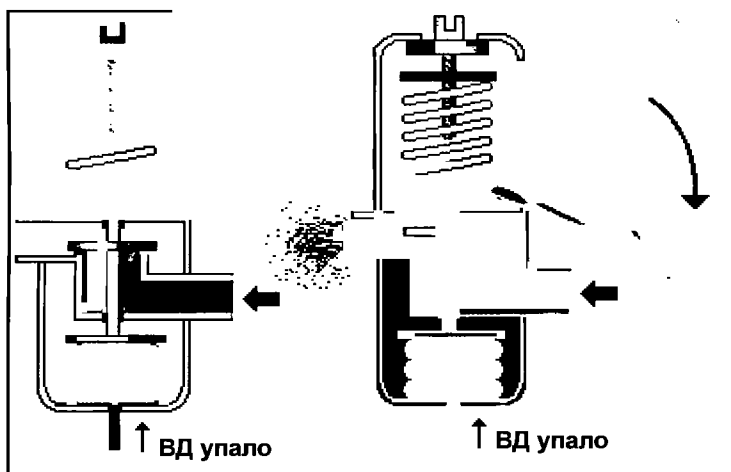


Рис. 67.13.

Д) ОБСЛУЖИВАНИЕ РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА ВОДЫ

Иногда после выключения компрессора наблюдается негерметичность регулятора VP. Это может быть вызвано либо неудачной настройкой (слишком низкое значение настройки по ВД), либо высоким давлением воды на входе в регулятор. Но бывает и так, что негерметичность регулятора обусловлена потерей герметичности самого клапана...

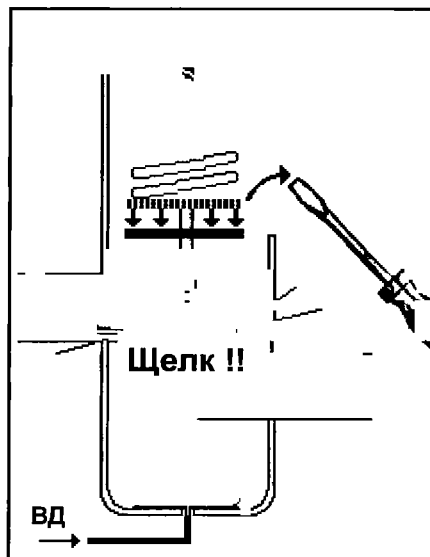


Рис. 67.14.

В этом случае нужно либо заменить прокладку клапана, либо весь регулятор целиком.

Однако прежде, чем менять регулятор, следует убедиться в том, что на тарели клапана нет грязи или частиц, которые препятствуют закрытию клапана и таким образом нарушают герметичность регулятора VP после выключения компрессора.

Для такой проверки следует с помощью отвертки отжать тарель клапана от седла (см. рис. 67.14), а затем быстро убрать отвертку.

Если в результате такой операции вы услышите резкий щелчок (хлопок), то это означает, что тарель села на седло, при этом грязь или посторонние частицы на тарели или седле разрушились.

Повторно отжав тарель с помощью отвертки, вы сможете удалить остатки грязи потоком воды.



Такая простая процедура (многократно повторяемая) периодически должна проводиться на регуляторах в процессе технического обслуживания установки с целью профилактики. Она позволяет восстановить герметичность регулятора VP во время остановки компрессора.

Е) РЕГУЛЯТОР РАСХОДА ВОДЫ И СЛИВ ХЛАДАГЕНТА

При некоторых операциях по ремонту приходится полностью сливать хладагент из холодильного контура. Во время этих операций встает проблема слива хладагента (см. раздел 57).

Чтобы как можно быстрее слить хладагент, желательно процедуру слива производить путем слива хладагента в жидкой фазе.

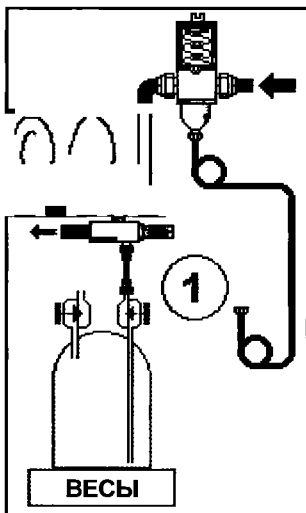


Рис. 67.15.

Среди множества способов выполнения такой процедуры (они подробно описаны в разделе 57) наиболее простым в нашем случае будет способ, который заключается в том, чтобы подсоединить сливную емкость к штуцеру на жидкостном расходном вентиле конденсатора, предназначенному для подключения капиллярной трубки отбора давления регулятора VP (см. рис. 67.15, поз. 1).

Тогда при открытии расходного вентиля на сливной емкости теплая жидкость, находящаяся в конденсаторе, быстро перельется в сливную емкость (этот процесс еще более ускорится, если сливную емкость предварительно откакумировать и вдобавок охладить).

Чем больше будет разность температур (а следовательно, и давлений) между конденсатором и сливной емкостью, тем быстрее и полнее будет слит хладагент (как правило, считается, что с помощью такого способа можно слить до 90% начальной заправки холодильного контура).

Оставшуюся часть хладагента в газовой фазе следует откачать с помощью сливного устройства (поз. 2 на рис. 67.16).

ПРИМЕЧАНИЕ. Если слив хладагента в жидкой фазе невозможен, то независимо от того, по какой причине этого нельзя сделать, нужно будет откачивать хладагент в паровой фазе.

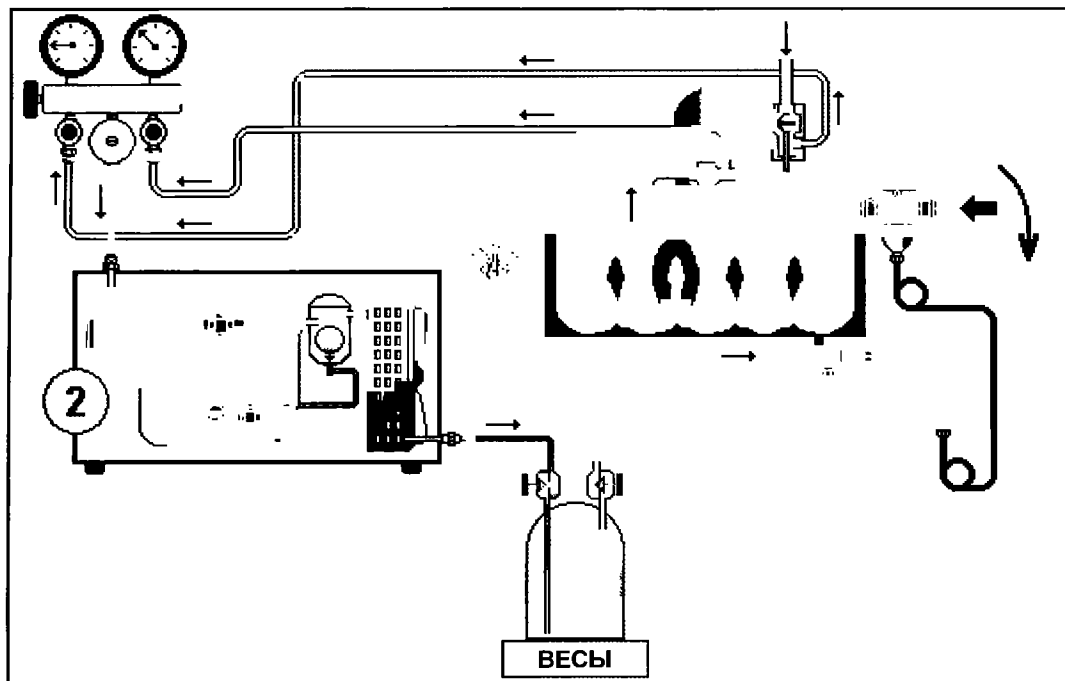


Рис. 67.16.

В этом случае следует иметь в виду, что возникает опасность замерзания воды в конденсаторе. Чтобы снизить вероятность такого замерзания, необходимо обязательно обеспечить принудительную циркуляцию воды в конденсаторе (см. пункт Ж раздела 57 и рис. 57.14).

- ✘ Если во время откачки хладагента в паровой фазе в конденсаторе находится жидкий хладагент, то он начинает кипеть. Его кипение приводит к падению температуры воды в трубках, что может привести к замерзанию воды и разрушению трубок, если отсутствует интенсивная циркуляция воды!

Простой расчет показывает, что для конденсатора, охлаждаемого проточной водой, при его производительности 10 кВт и количестве жидкого хладагента в нем около 1,5 кг, откачка этого хладагента в паровой фазе (без осуществления протока воды) может привести к понижению температуры конструкции конденсатора до уровня примерно в -40°C для большинства используемых в настоящее время хладагентов!

По мере откачки хладагента в паровой фазе давление в конденсаторе будет понижаться. В результате регулятор VP начнет закрываться. В этом случае нужно изменять настройку регулятора VP, максимально снижая силу натяжения пружины, чтобы обеспечить открытие регулятора и, соответственно, проток воды, несмотря на низкий уровень давления, действующего на сильфон регулятора.

- ✘ В течение всего периода откачки хладагента в паровой фазе настоятельно рекомендуется контролировать наличие протока воды и следить за температурой нижней части конденсатора (даже если вы будете просто периодически ощупывать низ конденсатора, это позволит вам избежать многих неприятностей).

68. СЛИШКОМ СЛАБЫЙ КОНДЕНСАТОР С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Ранее мы подробно изучали и описывали неисправности конденсатора с *воздушным* охлаждением (см. раздел 26). В этом разделе мы дополним наши знания, изучая anomальное поведение высокого давления (ВД), обусловленное неисправностями конденсаторов, охлаждаемых *проточной* водой и оснащенных регулятором давления конденсации (VP).

В конденсаторах водяного охлаждения при росте давления конденсации (ВД) вплоть до срабатывания предохранительного реле ВД в первую очередь следует удостовериться, что проточная вода нормально проходит по змеевику конденсатора.

Проще всего это можно сделать не меняя настройки регулятора VP. Нужно с помощью одной, а еще лучше двух отверток, отжать пружину регулятора, принудительно открыв при этом клапан (см. рис. 68.1). Если клапан исправен, расход воды через змеевик резко возрастет.

Внимание! Если давление конденсации (ВД) слишком низкое, расход воды будет небольшим даже после принудительного отжатия клапана регулятора VP. Поэтому попытайтесь запустить компрессор, чтобы повысить ВД и проверить пропускную способность как регулятора VP, так и змеевика.

В случае, когда регулятор VP установлен таким образом, что визуально проконтролировать расход воды через конденсатор не представляется возможным, запустите компрессор и померяйте температуру воды на выходе из змеевика. Если температура слишком высокая (больше 45°C), это однозначно будет указывать на то, что расход воды явно недостаточен.

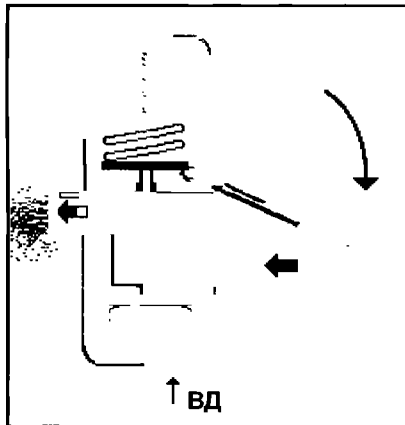


Рис. 68.1.

1-й СЛУЧАЙ. РАСХОД ВОДЫ ОТСУТСТВУЕТ ИЛИ СЛИШКОМ СЛАБЫЙ

Если при принудительно открытом клапане регулятора VP расход воды отсутствует или слишком слабый, представляется оправданным в первую очередь проверить состояние водопроводной сети (см. рис. 68.2):

- 1) Не полностью открыт или закрыт запорный вентиль на трубопроводе подачи воды.
- 2) Давление воды в подающем трубопроводе слишком низкое или полностью отсутствует подача воды.

Примечание. Даже если у вас на подающем трубопроводе нет манометра, достаточно, например, открыть кран умывальника и убедиться, есть ли холодная вода в вашем трубопроводе и с каким напором она подается. Может быть, подача воды отсутствует в связи с ремонтными работами на водопроводе.

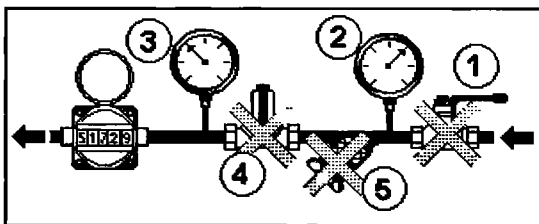


Рис. 68.2.

- 3) Если на подающем трубопроводе есть редуктор, проверьте, какое давление на выходе он обеспечивает.
- 4) Если редуктор установлен правильно, проверьте его состояние и настройку.
- 5) Если на подающем трубопроводе есть фильтр, проверьте его на предмет закупорки.

Если оказалось, что на линии подачи воды никаких неисправностей нет и на входе в регулятор VP давление воды достаточное, попробуйте еще раз отжать клапан регулятора VP с помощью отвертки: возможно клапан был заклинен.

Если после того, как вы отжали клапан регулятора VP с помощью отвертки, расход воды через конденсатор возобновился, вероятно отсутствует нормальная подача ВД в сильфон регулятора VP. В этом случае прежде всего нужно проверить подключение капиллярной трубки отбора ВД для управления работой клапана VP (см. раздел 67, пункт В) и, при необходимости, проверить следующие позиции (см. рис. 68.3).

6) Положение шпинделя запорного вентиля на жидкостной магистрали выхода из конденсатора (шпиндель должен находиться в промежуточном положении).

7) Состояние капиллярной трубки отбора ВД (трубка не должна быть пережатой или поврежденной).

8) Место пайки капиллярной трубки и наконечника (припой может закупорить трубку в этом месте).

9) Внешний вид регулятора VP (не покрыт ли он ржавчиной, не заблокирована ли игла клапана этого регулятора, не затянут ли винт настройки регулятора).

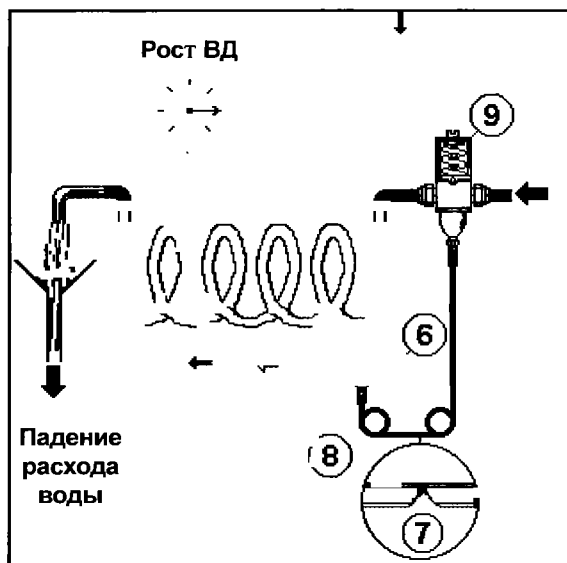


Рис. 68.3.

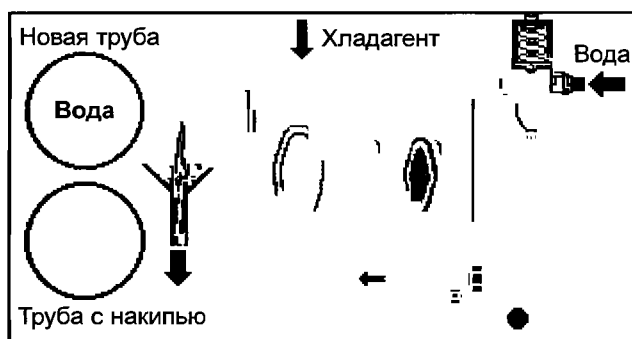


Рис. 68.4.

В качестве анекдота приведем случай из практики. Однажды автору пришлось осматривать старую установку, на которой вышел из строя двигатель компрессора.

При осмотре выяснилось, что внутренняя поверхность трубок конденсатора была покрыта накипью (см. рис. 68.4). Количество накипи было таким, что вода через конденсатор текла тоненькой-тоненькой струйкой. При этом предохранительное реле ВД было отключено и, конечно, обмотка двигателя компрессора сгорела.

68.1. УПРАЖНЕНИЕ. Регулятор обратного действия

Вы сдаете в эксплуатацию новую холодильную установку, оборудованную конденсатором водяного охлаждения. Конденсатор охлаждается проточной водопроводной водой. На трубопроводе подачи воды установлен регулятор расхода воды VP. При выключенном компрессоре вы открываете кран на трубопроводе и замечаете, что на выходе из конденсатора вода течет так же, как из обычного крана в умывальник. Вы говорите себе: "с водой проблем нет, однако регулятор VP слишком открыт, его следует надлежащим образом перенастроить".

В этот момент вы запускаете компрессор, давление нагнетания ВД начинает расти и вдруг, наперекор логике, регулятор VP закрывается! Разумеется, давление нагнетания ВД начинает расти все больше и больше и компрессор очень быстро выключается по команде предохранительного реле ВД. После остановки компрессора ВД начинает снижаться и на выходе из конденсатора вновь появляется струя воды. Что же произошло?

Ответ на этот вопрос вы найдете в конце настоящего раздела.

2-й СЛУЧАЙ. РАСХОД ВОДЫ СЛИШКОМ СИЛЬНЫЙ: ИЗЛИШНЯЯ ЗАПРАВКА ХЛАДАГЕНТА

Напомним, что неисправность типа “избыток хладагента” рассматривалась нами применительно к конденсатору с воздушным охлаждением в разделе 23.

Дополняя эту информацию, отметим, что при нормальном заполнении конденсатора в нем можно выделить три зоны (см. рис. 68.5).

- ▶ Зона 1: участок снятия перегрева горячего газа в верхней части конденсатора.
- ▶ Зона 2: участок конденсации хладагента в центральной части конденсатора.
- ▶ Зона 3: участок переохлаждения жидкого хладагента в нижней части конденсатора.

На рис. 68.5 показано, как распределяются эти зоны внутри конденсатора.



Рис. 68.5.

Заметим, что пространство (или площадь теплообменной поверхности труб), занятое конденсирующимся хладагентом, наиболее значительное по объему и протяженности. Действительно, количество тепла, отводимое от хладагента в процессе конденсации, примерно в 8 раз больше количества тепла, отводимого при снятии перегрева или при переохлаждении.

Например, при полной длине трубы змеевика 10 м, около 1 м длины служат для снятия перегрева, на 8 метрах происходит конденсация и около 1 метра обеспечивают переохлаждение. Конечно, не следует думать, что указанные соотношения длины приводятся с точностью до сантиметра, однако они достаточно близки к реальности: доля полной длины трубы, предназначенная для конденсации, является главенствующей.

При перезаправке холодильного контура излишнее количество жидкого хладагента будет накапливаться в нижней части конденсатора, который начинает выполнять функции жидкостного ресивера.

В то же время размеры зоны 1, где происходит снятие перегрева, остаются практически неизменными.

Поскольку в этом случае в нижней части конденсатора накапливается жидкий хладагент, размеры зоны 3, где происходит переохлаждение, будут возрастать. Например, длина участка трубы, предназначенной для переохлаждения, может возрасти от 1 до 4 м. В результате заметно увеличится величина переохлаждения (переохлаждение может легко превысить 10 К).

Одновременно с этим упадет площадь теплообменной поверхности, обеспечивающая конденсацию: в нашем примере длина участка трубы, предназначенная для конденсации (зона 2), упадет с 8 м (при нормальной заправке) до 5 м (см. рис. 68.6).

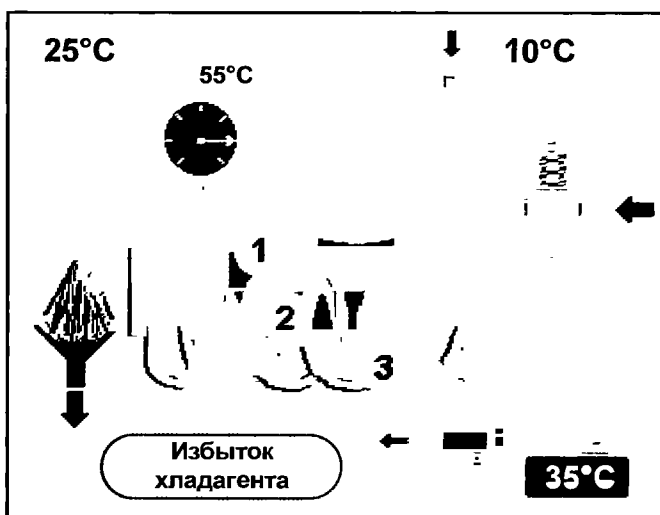


Рис. 68.6.

Вследствие этого, горячий газ, поступающий из компрессора, после снятия перегрева будет “искать” свои 8 метров, чтобы конденсироваться, однако не “найдет” их. Так как длина участка, обеспечивающего конденсацию, уменьшилась до 5 метров, конденсация газа при прежних значениях ВД (и температуры конденсации) стала невозможной. Поэтому давление (и температура) конденсации начнет расти, причем довольно заметно.

Таким образом, увеличение площади теплообменной поверхности на участке переохлаждения за счет излишнего количества жидкого хладагента в нижней части конденсатора в ущерб площади теплообменной поверхности на участке конденсации вызывает рост ВД.

Итак, перезаправка контура хладагентом приводит к росту ВД. Рост ВД, в свою очередь, приводит к следующим аномалиям:

- ▶ Заметно возрастает потребление охлаждающей воды.
- ▶ Увеличивается потребление электроэнергии компрессором.
- ▶ Падает холодопроизводительность.
- ▶ Растет бесполезное переохлаждение (свыше 10 К).
- ▶ Если избыток хладагента слишком велик, компрессор отключается по команде предохранительного реле ВД.

Однако, даже если компрессор и не выключится предохранительным реле ВД, избыток хладагента в контуре в любом случае повлечет за собой повышенное потребление воды вследствие роста ВД и нерасчетного открытия регулятора расхода VR.

Этим не следует пренебрегать, поскольку расход воды через конденсатор (а, следовательно, и ваши расходы на оплату воды) может вырасти в 2 или 3 раза. Следовательно, очень важно удостовериться, что переохлаждение не превышает десятка градусов.

Если при высоком (более 10 К) переохлаждении аномально увеличилось значение ВД, то либо в контуре присутствуют неконденсируемые газы (воздух, азот и т.д.), либо контур перезаправлен хладагентом (см. алгоритм поиска неисправностей в разделе 27).

3-й СЛУЧАЙ. ПОВЫШЕННЫЙ РАСХОД ВОДЫ, ОБУСЛОВЛЕННЫЙ НАЛИЧИЕМ В КОНТУРЕ НЕКОНДЕНСИРУЕМЫХ ГАЗОВ

Напомним, что неисправность “неконденсируемые примеси” уже рассматривалась нами применительно к конденсатору воздушного охлаждения (см. раздел 25).

Если в результате каких-либо ошибочных действий в процессе обслуживания холодильной установки в контур хладагента попадают неконденсируемые газы (воздух или азот), то рано или поздно после определенного промежутка времени при работе установки они будут накапливаться и удерживаться в верхней части конденсатора.

Эти нежелательные газы будут занимать некоторый объем в верхней части конденсатора, который можно считать бесполезным с точки зрения отвода тепла от хладагента.

Размеры такого бесполезного объема будут тем больше, чем большее количество неконденсируемых газов будет находиться в контуре.

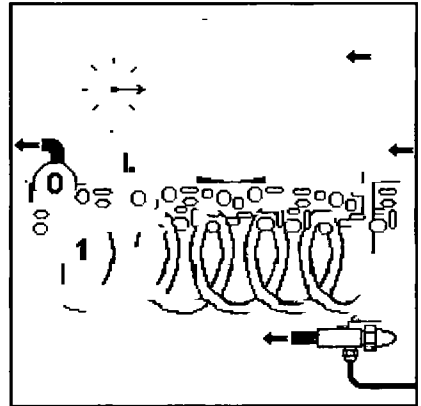


Рис. 68.7.

Теплообменная поверхность в верхней части конденсатора, используемая в нормальных условиях для снятия перегрева, становится бесполезной (см. рис. 68.7). Этот бесполезный объем, обозначенный на схеме рис. 68.7 позицией 0, снижает полезную площадь теплообменной поверхности змеевика и тем самым уменьшает размеры зоны, предназначенной для конденсации. Поясним работу холодильной установки при такой неисправности на примере, который мы использовали при рассмотрении неисправности, связанной с избытком хладагента в контуре, для конденсатора, содержащего змеевик длиной 10 м.

Вначале мысленно поделим внутренний объем конденсатора на 4 зоны и для каждой зоны укажем длину трубы змеевика, по которому протекает охлаждающая вода (см. рис. 68.8).

Зона 0 находится в верхней части конденсатора. Она занята, главным образом, неконденсируемыми газами. Допустим, например, что в эту зону попадет часть змеевика суммарной протяженностью трубы около 2 м.

Пусть длина трубы в зоне 1, используемой для снятия перегрева, составляет 1 м.

В зоне 3, предназначенной для переохлаждения жидкого хладагента, находится часть змеевика суммарной длиной также 1 м.

Следовательно, на долю зоны 2, в которой происходит конденсация хладагента, вместо 8 метров при нормальной работе остается только 6 метров длины змеевика!

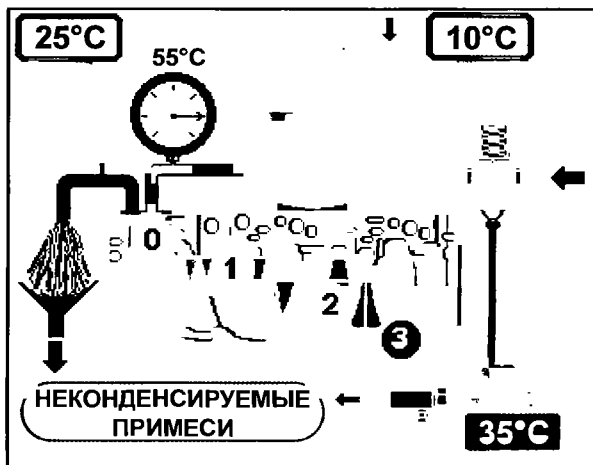


Рис. 68.8.

Таким образом, мы получим неисправность, признаки и последствия которой аналогичны признакам и последствиям неисправности, обусловленной избытком хладагента:

- ▶ Аномальный рост величины ВД.
- ▶ Аномально высокое потребление воды.
- ▶ Увеличение потребления электроэнергии компрессором.
- ▶ Падение холодопроизводительности.
- ▶ Рост бесполезного переохлаждения (свыше 10 К).
- ▶ Если количество неконденсируемых газов слишком большое, то компрессор отключается по команде предохранительного реле ВД.

Однако, даже если предохранительное реле ВД не отключает компрессор, присутствие неконденсируемых газов в холодильном контуре приводит к чрезмерному потреблению охлаждающей воды вследствие роста ВД и, соответственно, аномальному открытию регулятора расхода воды ВР.

И снова, так же, как и в предыдущем случае, увеличение расхода воды нельзя считать незначительным, поскольку расход (и, соответственно, сумма счета на оплату этой воды) может вырасти в 2...3 раза! Поэтому очень важно следить за тем, чтобы переохлаждение не превышало десятка градусов.

Если давление конденсации (ВД) заметно выросло, а переохлаждение очень высокое, значит либо в контуре имеются неконденсируемые газы, либо он перезаправлен (схему алгоритма поиска этих неисправностей см. в разделе 27).

Чтобы понять, какая из этих двух неисправностей присутствует, необходимо провести тест на наличие неконденсируемых газов. Порядок выполнения такого теста применительно к установкам с конденсаторами водяного охлаждения приведен в разделе 25.

Для установок с конденсаторами водяного охлаждения можно было бы поступить точно так же, то есть выключить компрессор и дожидаться, чтобы температура всех сред, находящихся в конденсаторе (хладагент, охлаждающая вода), сравнялась с температурой окружающего воздуха. Однако это заняло бы слишком много времени, если только вы не столкнулись с ситуацией, когда компрессор был выключен задолго до того, как вы прибыли для ремонта установки.

В последнем случае, при температуре окружающего воздуха, например, 25°C избыточное давление насыщенных паров хладагента R22 должно быть равно 9,4 бар. Но если вы поставите манометр на нагнетательную магистраль и увидите, что он показывает давление, например, 12 бар, это наверняка будет свидетельствовать о наличии в контуре неконденсируемых газов.

Вместе с тем, чтобы не ждать, пока температура содержимого конденсатора сравняется с температурой окружающего воздуха, что может занять очень много времени, достаточно принудительно, с помощью отвертки, открыть клапан регулятора расхода VP (см. рис. 68.1) при выключенном компрессоре.

Охлаждающая вода, проходящая по змеевику конденсатора, начнет снижать температуру всех сред, находящихся внутри конденсатора (пары хладагента, жидкий хладагент, неконденсируемые газы, если они есть), до тех пор, пока температура этих сред не сравняется с температурой воды на входе в конденсатор.

В результате давление паров хладагента в конденсаторе начнет медленно снижаться.

Через несколько минут это давление должно прийти до величины, соответствующей давлению насыщенных паров заправленного в контур хладагента при температуре воды на входе в конденсатор (или на выходе из него, где проще померить эту температуру).

В примере на рис. 68.9 температура воды равна 10°C, а манометр показывает давление, соответствующее температуре 20°C для того хладагента, который заправлен в контур: данный пример показывает, что в контуре хладагента очень много неконденсируемых газов.

Если в верхней части конденсатора нет дренажного клапана, чтобы сбросить (сравить) неконденсируемые газы, необходимо будет слить хладагент, откачать холодильный контур (чтобы быть полностью уверенным в том, что неконденсируемые газы удалены из контура), и только после этого вновь заправить установку хладагентом.

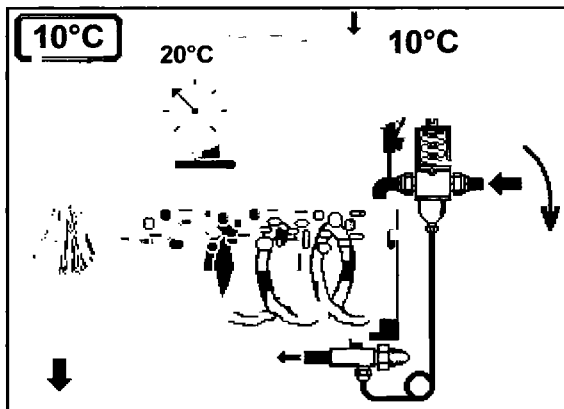


Рис. 68.9.

4-й СЛУЧАЙ. ПОВЫШЕННЫЙ РАСХОД ВОДЫ, ОБУСЛОВЛЕННЫЙ ОТЛОЖЕНИЯМИ НАКИПИ ВНУТРИ ЗМЕЕВИКА

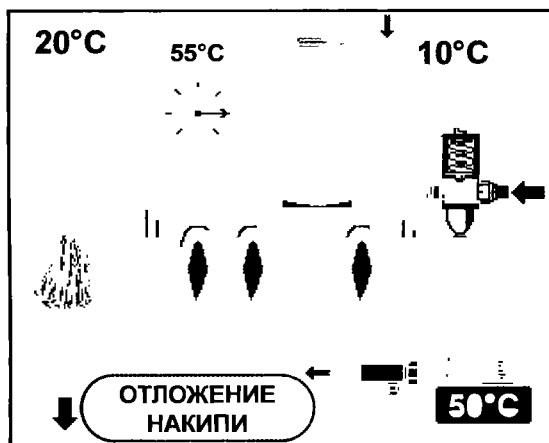


Рис. 68.10.

На установке при повышенном расходе воды на выходе из конденсатора срабатывает предохранительное реле ВД и компрессор выключается.

При измерении температуры воды на выходе из конденсатора отмечают, что вода чуть теплая.

Кроме того, перепад температур по воде (разность между температурами воды на выходе из конденсатора и на входе в него) представляется аномально низким, около 10 К.

Однако при температуре воды на входе в конденсатор порядка 10°C и значительном расходе воды температура конденсации составляет 55°C, то есть полный температурный напор на входе в конденсатор очень высокий и равен $55^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C} = 45\text{ К}$.

Переохлаждение жидкого хладагента, замеренное на выходе из конденсатора (см. рис. 68.10) составляет $55^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C} = 5\text{ К}$, что не слишком много для конденсатора такого типа.

Давайте подумаем, что же на самом деле произошло?

- ▶ ВД аномально увеличилось.
- ▶ Расход воды большой, но ее подогрев в конденсаторе незначителен.
- ▶ Переохлаждение кажется довольно слабым.

Если расход воды вырос, значит регулятор расхода ВР полностью открыт, так как увеличилось ВД. Прежде всего померяем переохлаждение: в нашем примере оно около 5 К, то есть слабовато, несмотря на повышенный расход воды. Следовательно, можно заранее отбросить гипотезы избытка хладагента или наличия в контуре неконденсируемых газов.

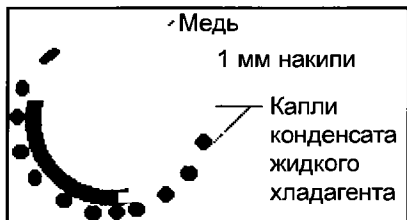


Рис. 68.11.

При этом конденсация хладагента явно затруднена, вода, проходящая через конденсатор с большим расходом, подогревается плохо. Одновременно и хладагент охлаждается плохо, так как давление конденсации (ВД) выросло.

Иначе говоря, все происходит так, как будто между хладагентом и водой существует какая-то теплоизолирующая прослойка, затрудняющая передачу тепла от хладагента к воде. Эта прослойка хорошо известна и называется накипью (см. рис. 68.11).

Как правило, считается, что на внутренней поверхности трубы достаточно слоя накипи толщиной всего в 1 мм, чтобы снизить коэффициент теплопередачи в 2 раза. **Отсюда понятно, что производительность конденсатора, внутренние поверхности трубок которого покрыты слоем накипи толщиной в 1 мм, также снижается в 2 раза.**

Такая неисправность характерна для установок, оборудованных конденсаторами, которые охлаждаются проточной водой. Известно, что одной из характеристик воды является ее **жесткость**, которая измеряется в градусах жесткости воды (ГЖВ)*. Если жесткость воды повышена, то есть вода богата солями кальция и магния, то на поверхности теплообменных аппаратов, контактирующих с водой, быстро появляется слой накипи в виде отложений этих солей. Такая вода, как правило, протекает в почве меловых или известковых регионов (в частности, во Франции это бассейны провинций Шампань и Парижа). Для справки на рис. 68.12 приведена шкала качественной оценки жесткости воды с привязкой к французским градусам жесткости*.



Рис. 68.12.

- ▶ ГЖВ = 0°_F: вода очень мягкая, соли кальция и магния в ней отсутствуют. Мягкую воду легко распознать при мытье рук (когда мыльную пену очень трудно смыть).
- ▶ ГЖВ = 10°_F: мягкая пресная вода, содержит мало солей, неагрессивная. Такая вода рекомендуется к широкому использованию в большинстве областей техники, в быту и т. д.
- ▶ ГЖВ > 40°_F: очень жесткая вода, содержит большое количество солей, верхний предел пригодности воды для питья, быстро образует слой накипи.

Когда вода очень жесткая (ГЖВ > 30°_F), то для небольших холодильных установок, оснащенных конденсаторами, которые охлаждаются проточной (водопроводной) водой, можно рекомендовать предварительно обрабатывать воду, снижая ее жесткость для предотвращения слишком быстрого отложения накипи на поверхностях, омываемых этой водой.

* Градус жесткости воды (ГЖВ) обозначается как ...°Ж, ...°Н – внесистемная единица, означающая меру содержания в воде солей кальция (Ca) и магния (Mg). Различают английские (ГЖВ_В), американские (ГЖВ_А), немецкие (ГЖВ_Д) и французские (ГЖВ_F) градусы. 1 ГЖВ_В = 1 гран (0,0648 г) CaCO₃ в 1 галлоне (4,546 л) воды, или 1 часть CaCO₃ в 70000 частей воды, или 10 мг CaCO₃ в 0,7 л воды. 1°_В = 0,28483 моль/м³. 1 ГЖВ_А = 1 часть CaCO₃ в 10000 частей воды или 1 мг CaCO₃ в 1 л воды. 1°_А = 0,01998 моль/м³. 1 ГЖВ_Д = 1 часть CaO в 100000 частей воды или 10 мг CaO в 1 мл воды; 1 часть MgO эквивалентна 1,4 частей CaO. 1°_Д = 0,35663 моль/м³. 1 ГЖВ_F = 1 часть CaCO₃ в 100000 частей воды или 10 мг CaCO₃ в 1 л воды. 1°_F = 0,19982 моль/м³. (см. Деньгуб В.М., Смирнов В.Г. Единицы величин: Словарь-справочник. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – стр. 37) (прим. ред.).

Заметим, что скорость образования слоя накипи зависит от температуры. При температуре выше 55°C слой накипи появляется очень быстро и осаждение солей усиливается.

Поэтому максимальное количество накипи в кожухозмеевиковых конденсаторах образуется в верхней зоне, то есть там, где змеевик находится при температурах нагнетания горячего газа и обеспечивает снятие перегрева.



Так же, как и другие неисправности, сопровождающиеся аномальным ростом ВД и рассмотренные в настоящем разделе, осаждение накипи приводит к росту потребления охлаждающей воды и электроэнергии, и снижению холодопроизводительности: для устранения этих последствий необходимо очищать трубки конденсатора от накипи.

Решение упражнения (пункт 68.1)

Если при выключенном компрессоре, когда значение ВД низкое, расход воды большой, значит регулятор VP открыт. При запуске компрессора ВД начинает расти, однако регулятор VP закрывается, поскольку расход воды прекращается, и в результате компрессор выключается защитой по ВД.

Единственным объяснением такого поведения регулятора VP может быть только то, что регулятор работает наоборот: при росте ВД вместо того, чтобы открываться, он закрывается.

Чтобы понять причину этого явления, нужно знать, что существуют две разновидности регулятора VP (см. рис. 68.13):

▶ Прямое действие (ПД), где с ростом ВД регулятор открывается (схема на рис. 68.13 слева, наиболее распространенное исполнение регулятора).

▶ Обратного действия (ОД), где с ростом ВД регулятор закрывается (схема на рис. 68.13 справа, специальное исполнение регулятора, используемое в отдельных случаях для гидравлических контуров).

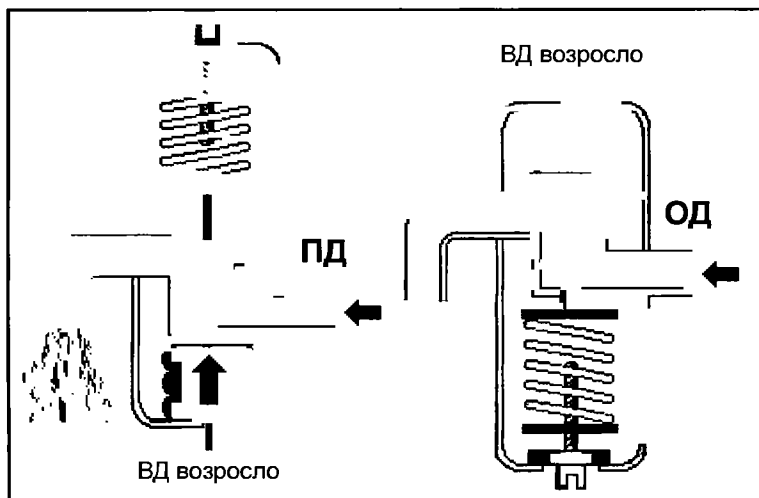


Рис. 68.13.

Исполнение регулятора можно поменять с ПД на ОД и наоборот простой перестановкой блоков регулирующей пружины и приемного сильфона ВД на корпусе регулятора. Принцип действия двух исполнений регулятора VP показан на схемах рис. 68.13.



Внимание! Если во время ремонта вам приходится полностью разбирать регулятор, не забудьте поставить метки на корпусе и сменных блоках (пружины и сильфона), чтобы не перепутать их местами при последующей сборке.

69. КОЖУХОТРУБНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

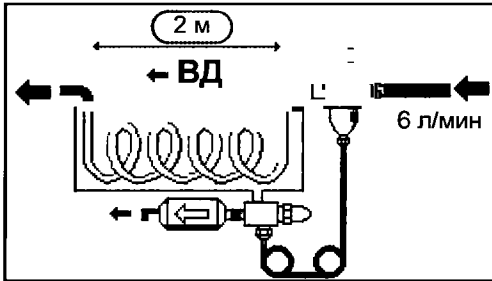


Рис. 69.1.

Прежде, чем рассматривать работу кожухотрубных конденсаторов, вновь обратимся к небольшому кожухозмеевиковому конденсатору с водяным охлаждением, работу которого мы изучили выше. Допустим, что его производительность составляла 6 кВт, для чего нам нужно было разместить в кожухе длиной 2 метра змеевиковую трубку диаметром 12 мм. Чтобы обеспечить требуемую производительность при разумном значении перепада температур по воде допустим, что расход воды должен составлять 6 литров в минуту (см. рис. 69.1).

Теперь, чтобы повысить производительность конденсатора такого типа, необходимо будет не только увеличить длину теплообменника, но и повысить расход воды. Так, например, представим себе, что нам нужен конденсатор производительностью 60 кВт (что не является чем-то сверхнеобычным). По сравнению с предыдущим вариантом такой конденсатор должен быть примерно в 10 раз больше, то есть иметь расход воды 60 литров в минуту, а длину уже около 20 метров (см. рис. 69.2).

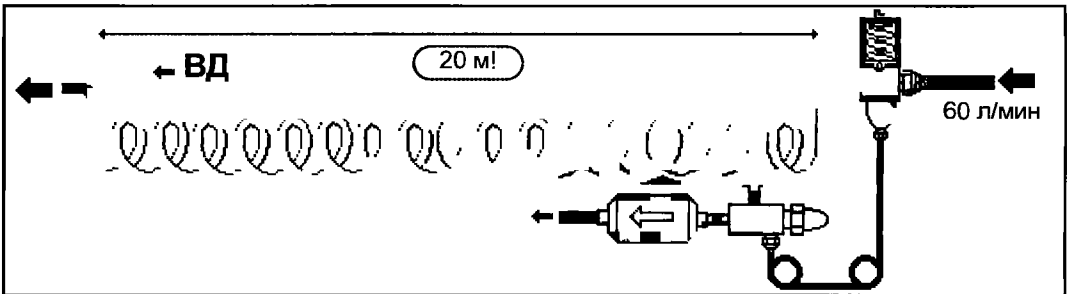


Рис. 69.2.

При использовании такого конденсатора у нас сразу же появятся проблемы. Действительно, где найти помещение для установки конденсатора 20 метров?

Кроме того, попробуйте в вашей раковине наполнить 60 литровых бутылок (то есть 60 литров воды) за одну минуту: вам нужно будет заполнять по одной бутылке в секунду!

Конечно, первое, что приходит в голову, чтобы увеличить производительность, это установить параллельно несколько маленьких конденсаторов (см. рис. 69.3).

В нашем примере для этого понадобилось бы 10 конденсаторов длиной 2 метра каждый.

Однако наличие 10 регуляторов VP и 10 запорных вентилей на жидкостных магистралях — это новые проблемы!

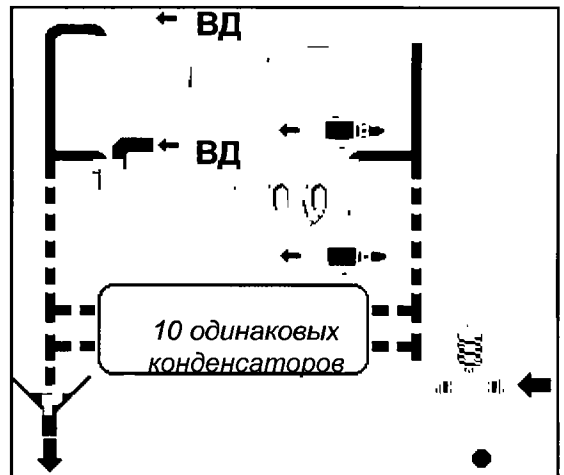


Рис. 69.3.

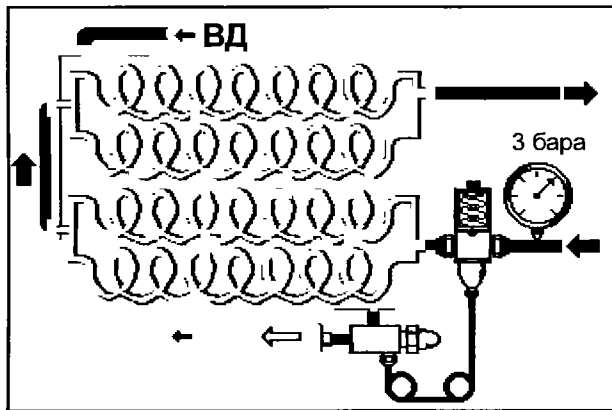


Рис. 69.4.

С практической точки зрения было бы разумнее соединить все змеевики параллельно внутри одной оболочки (которую называют кожухом).

В примере на рис. 69.4 показано, как 4 змеевика, соединенных попарно, связаны между собой. При этом охлаждающая вода проходит по двум трубкам змеевика в одну сторону, затем разворачивается и также по двум трубкам идет в другую сторону внутри кожуха. Такие конденсаторы называют двухходовыми. Проходя дважды внутреннее пространство конденсатора, вода подогревается сильнее, что таким образом позволяет уменьшить ее расход.

В четырехходовом конденсаторе (см. рис. 69.5) вода проходит внутри конденсатора 4 раза: два раза справа налево и два раза слева направо. Чем больше число ходов, тем больше тепла может поглотить охлаждающая вода, тем меньше ее расход и тем сильнее она нагревается.

Однако число ходов не может быть беспредельным: если вода становится слишком горячей, конденсация ухудшается и появляется опасность чрезмерного роста ВД.

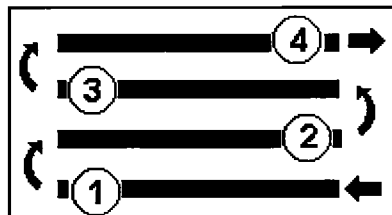


Рис. 69.5.



Рис. 69.6.

В конденсаторах, охлаждаемых проточной водой, выбор числа ходов главным образом определяется начальной температурой воды на входе в конденсатор.

Чем ниже эта температура, тем большее число ходов можно реализовать.

При начальной температуре воды 10°C очень часто реализуют 6 ходов, что позволяет на выходе из конденсатора получать воду, подогретую до 25...30°C (см. рис. 69.6).

На практике в кожухотрубных конденсаторах трубки не делают в виде змеевиков. Это, как правило, прямые трубки, концы которых вставлены в отверстия так называемых трубных досок. Трубные доски представляют собой толстые металлические пластины с отверстиями для крепления теплообменных труб. Концы труб уплотнены в отверстиях трубных досок развальцовкой или сваркой (пайкой).

Если конденсаторы разборные, то их боковые крышки крепятся к обечайке кожуха с помощью фланцевых соединений. В этом случае крышки могут быть без труда сняты и внутренняя поверхность трубок становится доступной как для осмотра, так и для очистки в случае необходимости, например, с помощью щетки.

Другим преимуществом разборных конденсаторов является то, что при желании отдельные трубки можно заменить или заглушить, например, если они потеряли герметичность в результате случайного подмерзания воды в них (см. раздел 67) или оказались полностью закупоренными.

ПРОБЛЕМА ПЕРЕГОРОДОК НА ТРУБНЫХ ДОСКАХ

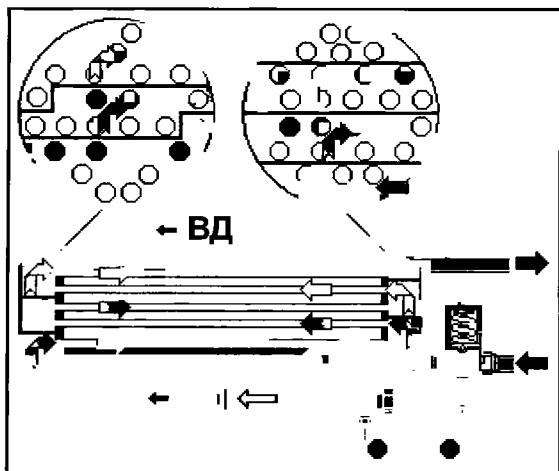


Рис. 69.7.

Для организации многоходового течения воды пространство между трубными досками и крышками разделяется непроницаемыми перегородками, которые крепятся на внутренней стороне крышек и упираются в трубные доски. При очистке конденсатора, особенно когда он загрязнен, необходимо снять крышки, чтобы с помощью щетки прочистить трубки. После этой операции очень важно проследить за тем, чтобы перегородки обеспечивали герметичность стыков в местах их упора в трубные доски и таким образом достигалась бы необходимая организация проходов воды.

На рис. 69.7 конденсатор состоит из 30 теплообменных трубок и является шестиходовым. Видно, что его конструкция не так проста, как могло бы показаться. Перегородки, разделяющие трубки для органи-

зации шести ходов, имеют разную конфигурацию для разных крышек и представляют собой тщательно обработанные пластины.

Если после ремонта и сборки конденсатора стыки перегородок с трубными досками были подогнаны кое-как, что иногда случается, то при следующей разборке вы можете обнаружить неприятный сюрприз: одна часть конденсатора будет блестеть как новенькая, в то время как другая окажется сильно покрыта накипью.



Если стыки были небрежно подогнаны, то проходы воды через конденсатор наверняка будут организованы плохо и ВД заметно вырастет.

69.1. УПРАЖНЕНИЕ. Выбор схемы теплообмена

Какая из двух схем на рис. 69.8 кажется вам более удачной?

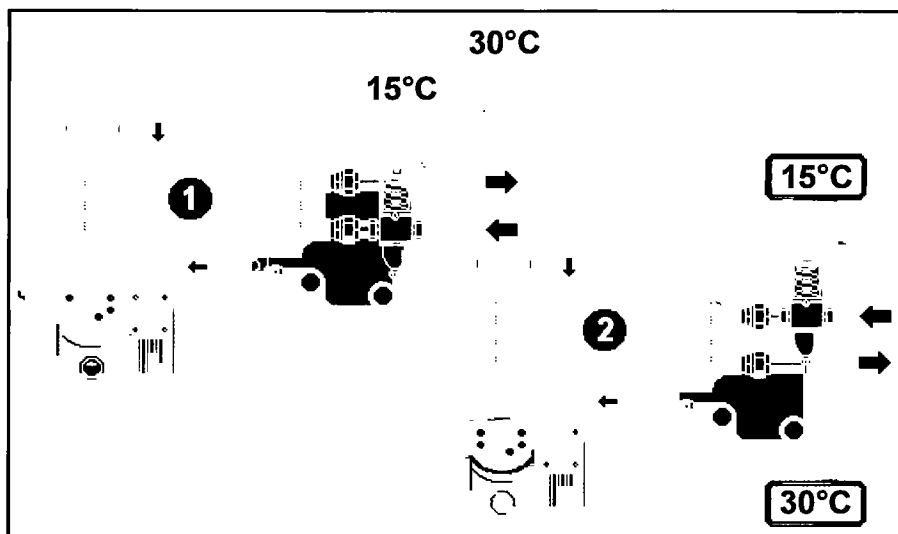


Рис. 69.8.

Решение на следующей странице...

Решение (см. рис. 69.9)

В схеме *поз. 1* теплообмен между водой и хладагентом происходит по принципу противотока. Жидкий хладагент, выходящий из конденсатора, находится в тепловом контакте с холодной водой, поступающей в конденсатор и имеющей низкую температуру (15°C). Поэтому для получения хорошего переохлаждения в такой схеме достаточно в конденсаторе иметь сравнительно небольшое количество хладагента в жидкой фазе, контактирующее с несколькими трубками в нижней части конденсатора.

В схеме *поз. 2* теплообмен между водой и хладагентом происходит по принципу прямотока. Холодная вода, поступающая в конденсатор, и горячий газ хладагента движутся в одном направлении: сверху вниз. Поэтому в такой схеме для получения хорошего переохлаждения необходимо увеличивать количество жидкого хладагента в нижней части конденсатора, так как вода в этой зоне имеет наибольшую температуру (30°C).

Однако при увеличении количества жидкого хладагента в конденсаторе начинает расти ВД. Чтобы значение ВД находилось в допустимых пределах, необходимо изменять настройку регулятора VP, увеличивая расход воды. В некоторых случаях потребление воды может удвоиться! Поэтому схему *поз. 2* следует считать неприемлемой.

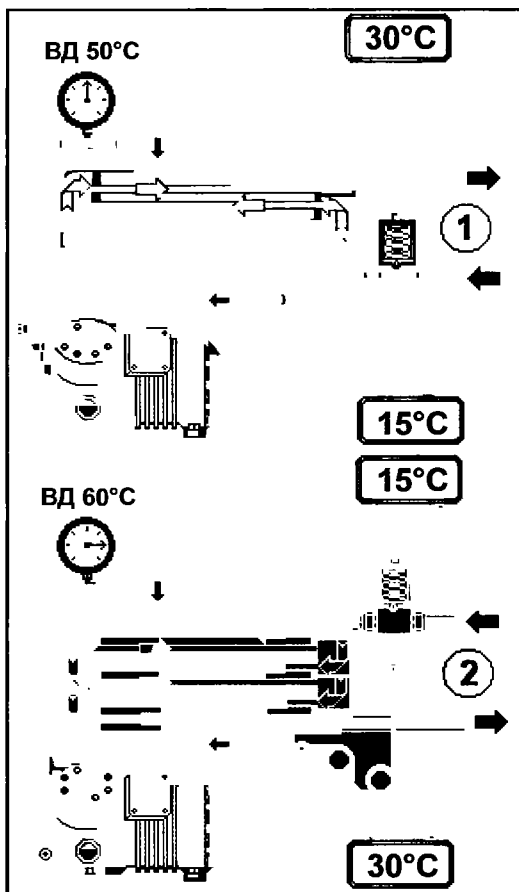


Рис. 69.9.

К ВОПРОСУ О ЦЕНЕ ВОДЫ

При установке регулятора расхода VP мы стремимся, с одной стороны, ограничить рост ВД разумными пределами, поддерживая его постоянное значение на минимально допустимом уровне, а с другой стороны, максимально экономить воду, снижая ее расход. Однако, при росте холодопроизводительности установки потребление воды начинает стремительно расти несмотря на работу регулятора VP.

Например, при холодопроизводительности 100 кВт потребный расход воды составит от 100 до 120 литров в минуту. В зависимости от региона, где будет работать такая установка, в летнее время потребление воды может доходить примерно до 5000 м³ за 800 часов. При средней цене одного кубометра воды 3 евро (во Франции) это означает 15000 евро платы только за воду (для холодопроизводительности 1000 кВт это будет уже 150000 евро!).



В наше время, когда питьевая вода становится все более дефицитной, а ее цена постоянно растет, счет за воду, потребляемую установкой в течение года, может иногда оказаться сопоставимым с затратами на покупку самой холодильной установки.

Поэтому в установках с конденсаторами водяного охлаждения большой производительности, если нельзя использовать грунтовые воды, речную или морскую воду, приходится применять специальные технические решения, направленные на максимально возможное снижение потребления воды.

Однако эти технические решения будут приводить к появлению множества новых проблем.

70. СУХАЯ ГРАДИРНЯ*

Постоянный рост стоимости водопроводной воды заставляет нас искать экономически более выгодные решения ее рационального использования в конденсаторах водяного охлаждения.

Грунтовые воды, речная или морская вода конечно могут быть бесплатными (во Франции, во всяком случае, все равно придется платить налог на промышленные стоки), однако не всегда они могут находиться вблизи от холодильных установок. Кроме того, нужно чтобы такие воды обеспечивали бы стабильную подачу требуемого расхода в течение всего года. Очень часто эти воды содержат нежелательные примеси, повышающие их коррозионную активность (например, растворенные газы, такие, как кислород или углекислый газ). Они могут иметь высокую жесткость (см. рис. 68.12), если они прошли через известковые слои, или содержать различные соли (в частности, морская вода). Это требует применения в конструкции теплообменников нержавеющей (следовательно, дорогих) материалов, тщательного и непрерывного технического обслуживания. Следовательно, необходимо использовать такие системы, в которых вода могла бы охлаждать конденсатор, циркулируя по замкнутому контуру. Если бы для охлаждения конденсатора можно было бы использовать одну и ту же воду, стоимость ее была бы ничтожной, а затраты на техническое обслуживание стали бы очень незначительными.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрим в качестве примера автомобильный двигатель, имеющий закрытый контур охлаждения, заполненный водой (см. рис. 70.1). При запуске двигателя вода проходит через рубашку, отбирая от цилиндров выделяемое тепло, и поступает в радиатор, который обдувается потоком наружного воздуха.

Когда автомобиль движется, радиатор охлаждается этим воздухом.

Однако, если автомобиль стоит, то обдув радиатора отсутствует и вода на выходе из радиатора будет иметь ту же температуру, что и на входе, при этом, если двигатель работает, то и тепло продолжает выделяться!

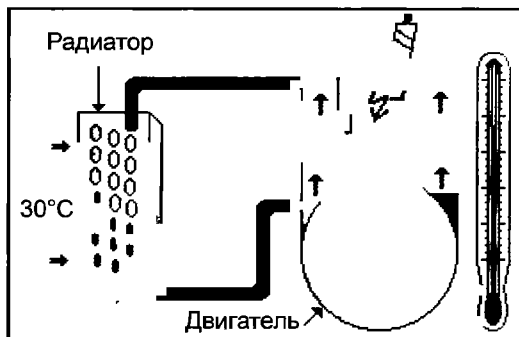


Рис. 70.1.

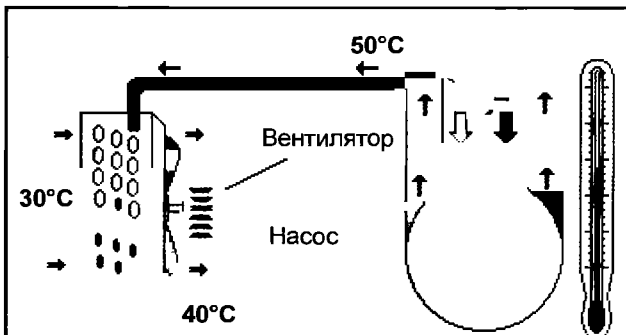


Рис. 70.2.

Следовательно, чтобы предотвратить опасный рост температуры, нужно обязательно установить вентилятор, управляемый с помощью термостата. Когда температура воды становится недопустимо высокой, запускается вентилятор (см. рис. 70.2) и поток воздуха обдувает радиатор с такой же скоростью, как если бы автомобиль двигался.

Однако вода при этом должна циркулировать по системе охлаждения. Без циркуляции не будет охлаждения рубашки цилиндров и головки блока!

Следовательно, в системе охлаждения должен быть установлен насос, обеспечивающий циркуляцию воды с необходимым расходом.

* Термин "Сухая градирня" применен в соответствии с рекомендациями Нового международного словаря по холодильной науке и технике (изд-во Международного института холода, Париж, 1995 г.) вместо т. н. "кальки" с английского "Драйкулер" (прим. ред.).

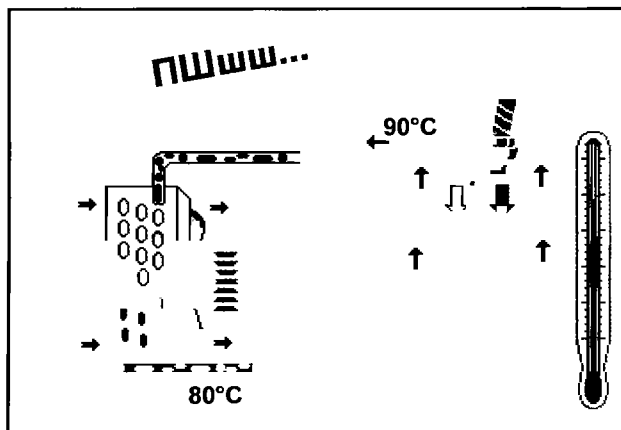


Рис. 70.3.

С насосом и вентилятором наш двигатель заработает нормально, однако спустя несколько минут после начала работы вы услышите свист и струя горячей воды через разорвавшийся шланг вырвется наружу (см. рис. 70.3)!

Часть воды вытекает, ее расход прекращается и двигатель “отдает богу душу”! Что же случилось?

Чтобы разорвать шланг, нужно заметно повысить давление в нем. Однако трубопроводы легко выдерживают давление больше 5 бар! Насос не может создать такое давление, чтобы шланг порвался: это повышение давления вызвано явлением теплового расширения воды. Тепловое расширение

воды может привести к огромному давлению свыше 1000 бар!

В диапазоне от 10°C до 90°C расширение воды составляет около 4% по объему (см. рис. 70.4). Понятно, что если в системе охлаждения неработающего двигателя находится, например, 10 л воды при температуре 10°C, то при температуре 90°C, объем воды составит уже 10,4 л (происходит увеличение объема воды почти на 0,5 л). Такое расширение уже нельзя считать пренебрежимо малым!

Г	Г	Г	Г
10 л		10,4 л	
10°C		90°C	

Рис. 70.4.

Поэтому в системе охлаждения двигателя обязательно предусматривается дополнительная емкость, способная компенсировать изменения объема системы при изменении температуры: такую емкость называют расширительным бачком.

В автомобильных системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания расширительный бачок представляет собой небольшую емкость (см. рис. 70.4), соединенную с атмосферой маленьким отверстием. Чтобы вода не вытекала из этого отверстия, бачок располагают в самой верхней точке системы охлаждения (см. рис. 70.5).

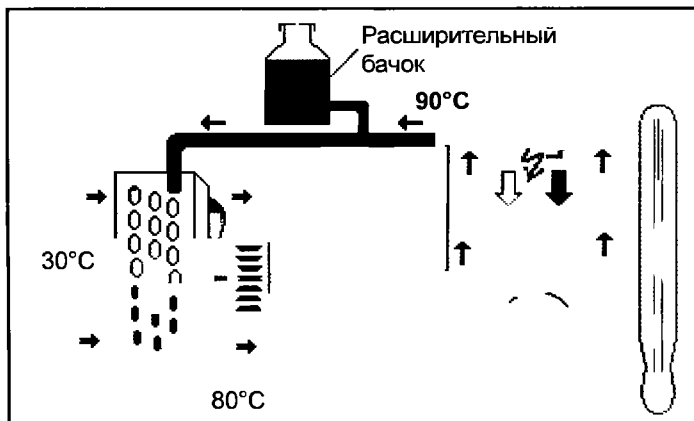


Рис. 70.5.

Тепло, которое двигатель выделяет во время работы, поглощается водой. Ее температура может достигать до 90°C. При этой температуре вода подается в радиатор системы охлаждения, который при помощи вентилятора обдувается потоком наружного воздуха с температурой, например, 30°C. Проходя через радиатор, вода охлаждается до температуры около 80°C. Затем вода с помощью насоса вновь подается в рубашку охлаждения цилиндров, снова нагревается, поступает в радиатор... и так далее.

Расширительный бачок позволяет компенсировать изменения объема воды в системе охлаждения, обусловленные изменением ее температуры. Теперь наш двигатель может работать почти без проблем...

Тем не менее остается одна очень серьезная проблема. Вы уже догадались, какая?

Эта проблема заключается в следующем: *если температура наружного воздуха упадет ниже 0°C, вода в системе охлаждения может замерзнуть и тогда почти наверняка произойдет разрушение какого-либо из элементов системы!*



Рис. 70.6.

Замерзая, вода может разрушить радиатор, насос и, что особенно опасно, блок цилиндров (см. рис. 70.6). Что же можно сделать, чтобы не допустить этого?

Самое простое: зимой, при каждой остановке двигателя сливать воду из системы охлаждения, если последующий запуск планируется не раньше, чем на следующий день (раньше так и делали до тех пор, пока не появились незамерзающие жидкости-антифризы). Конечно, это не очень удобно: каждый день сливать, а затем вновь заливать воду в систему охлаждения. Помимо того, что это лишняя головная боль, многократный слив и замена воды в системе охлаждения приводят к накоплению в ней минеральных солей. Кроме того, каждый раз при

смене воды в новой ее порции присутствуют коррозионно активные примеси (растворенные газы, щелочные или кислотные соединения). Все это может очень быстро вывести из строя и радиатор, и особенно блок цилиндров в результате коррозии и отложения накипи: *запомните, что по возможности следует избегать частой смены воды, например, в отопительной системе.*

Второе решение: использовать незамерзающие жидкости – так называемые антифризы. Так, водные растворы гликолей, которые позволяют обеспечивать работу двигателя круглосуточно, например, при наружной температуре до -20°C, не требуют их периодического слива, поскольку не замерзают. Имея в виду, что среди огромного количества автомобилей во всем мире неисправности системы охлаждения двигателей встречаются крайне редко, можно сделать вывод о том, что использование оборотной воды в любых системах охлаждения вполне оправдано.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

В некоторых системах кондиционирования воздуха конденсаторы холодильных установок охлаждаются по такому же принципу. В этих системах хладагент не находится в конденсаторе воздушного охлаждения, а проходит через конденсатор водяного охлаждения, где охлаждается и конденсируется за счет передачи тепла воде, которая с помощью насоса подается в воздушный охладитель, называемый сухой градирней*.

Нагретая в конденсаторе вода охлаждается в сухой градирне потоком наружного воздуха и вновь подается в конденсатор при помощи насоса (см. рис. 70.7).

В контуре “сухая градирня–конденсатор” используется, как правило, водный раствор гликоля, чтобы предотвратить размораживание системы при низких наружных температурах (о проблемах гликолевых растворов см. раздел 99).

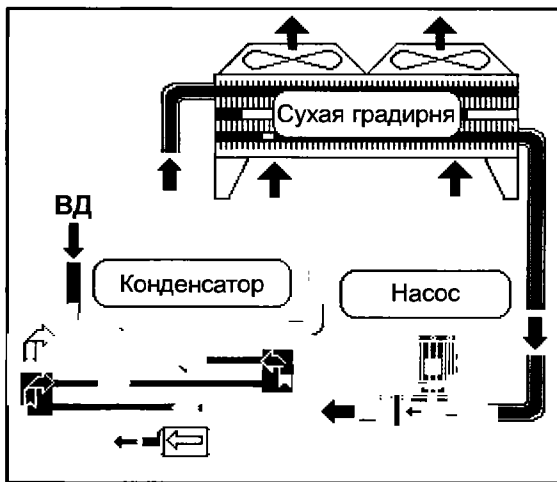


Рис. 70.7.

Такая система, на первый взгляд, представляется идеальной: вам больше не нужен холодильник для того, чтобы смонтировать и обслуживать конденсаторную часть контура! Не нужны маслоподъемные петли и обратные сифоны, которые создают нежелательные потери давления, но без которых не обойтись, если вы хотите обеспечить возврат масла в компрессор. Конец вашим мучениям с перетеканием хладагента и утечками... Однако все не так просто!

* См. примечание к заголовку раздела 70 (прим. ред.).

ПОЧЕМУ ЖЕ СУХИЕ ГРАДИРНИ ИСПОЛЗУЮТСЯ НЕ ТАК ЧАСТО!

Во-первых, цена оборудования (конденсатор водяного охлаждения + сухая градирня) очевидно более высокая, чем просто конденсатор воздушного охлаждения. Далее, посмотрим рабочие температуры установки с сухой градирней, представленной на рис. 70.8. Прежде всего обратите внимание на обязательное наличие в схеме расширительного бака (поз. 1), работа которого будет подробно описана нами в разделе 80.

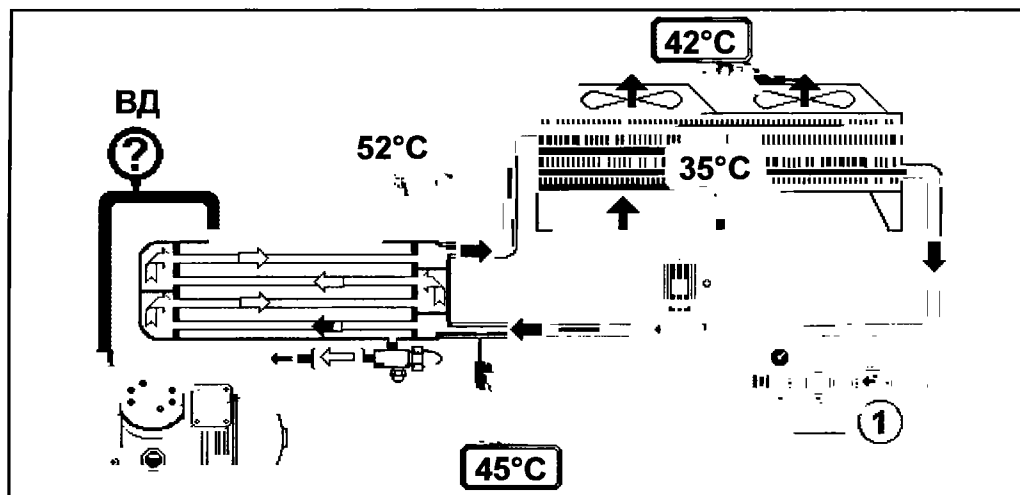


Рис. 70.8.

Представим себе эту установку, работающую летом при температуре наружного воздуха 35°C. Очевидно, что получить температуру водного раствора гликоля на выходе из градирни ниже 35°C будет невозможно: самое большее, что мы сможем сделать – это получить температуру раствора на выходе из градирни примерно на 10 К выше температуры наружного воздуха, то есть 45°C.

Этот раствор с температурой 45°C после градирни попадает в конденсатор для поглощения тепла, выделяющегося при конденсации хладагента. Расход раствора в общем случае рассчитывается таким образом, чтобы его подогрев в конденсаторе составлял бы от 5 до 7 К. Тогда на выходе из конденсатора мы будем иметь раствор с температурой 52°C. Считая полный температурный напор на входе в конденсатор (разность между температурой конденсации и температурой раствора на входе в конденсатор) равным 15 К, получим температуру конденсации близкой к 45°C + 15 К = 60°C.

Итак, при температуре наружного воздуха около 35°C мы получим температуру конденсации примерно 60°C, то есть превышение температуры конденсации по отношению к наружной температуре составит порядка 25 К.

70.1. СРАВНЕНИЕ СУХОЙ ГРАДИРНИ И КОНДЕНСАТОРА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Если вместо сухой градирни использовать обычный конденсатор воздушного охлаждения, то при температуре воздуха на входе в конденсатор 35°C (см. рис. 70.9):

- ▶ Какую температуру (приблизительно) будет иметь воздух на выходе из конденсатора?
- ▶ Какую температуру конденсации покажет манометр ВД?

Ответ на следующей странице...

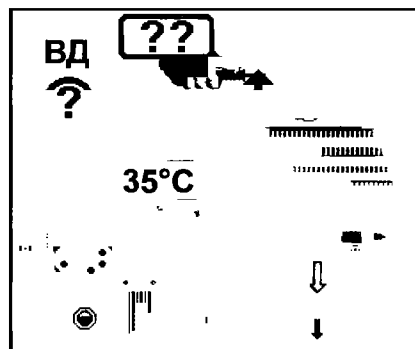


Рис. 70.9.

Ответ (см. рис. 70.10)

В отличие от сухой градирни в конденсаторе воздушного охлаждения хладагент отдает тепло сразу наружному воздуху: промежуточный теплообменник отсутствует. Поэтому превышение температуры конденсации над температурой окружающей среды, то есть температурный напор, составит 15 К. Соответственно, температура конденсации будет равна $35^{\circ}\text{C} + 15\text{ K} = 50^{\circ}\text{C}$ (вместо 60°C в установке с сухой градирней).

Температура воздуха на выходе из конденсатора будет почти такой же, как и на выходе из сухой градирни, то есть около 42°C (см. раздел 2.1).

Таким образом, установка с сухой градирней использует промежуточное рабочее тело (водный раствор гликоля), что требует применения дополнительного теплообменника. Это приводит к увеличению температуры конденсации по сравнению с классической схемой непосредственного сброса тепла в воздух.

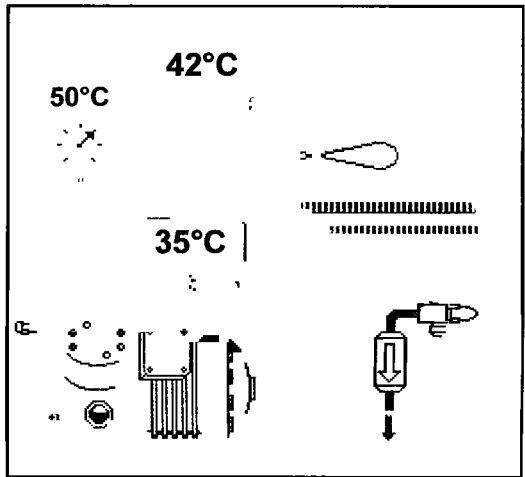


Рис. 70.10.

И *Напоминаем: повышение температуры конденсации на 1 К – это падение холодопроизводительности примерно на 1% и рост потребления электроэнергии примерно на 3% при прочих равных условиях.*

Следовательно, система конденсации с использованием сухой градирни, на первый взгляд очень привлекательная, имеет существенный недостаток: ее энергетическая эффективность заметно ниже классической системы.

Кроме того, если температура окружающего воздуха вырастет до 45°C , что не исключено для некоторых тропических регионов, температура конденсации может превысить 70°C , а это совершенно неприемлемо.

В заключение сравните рабочие параметры двух систем, представленных на рис. 70.11.

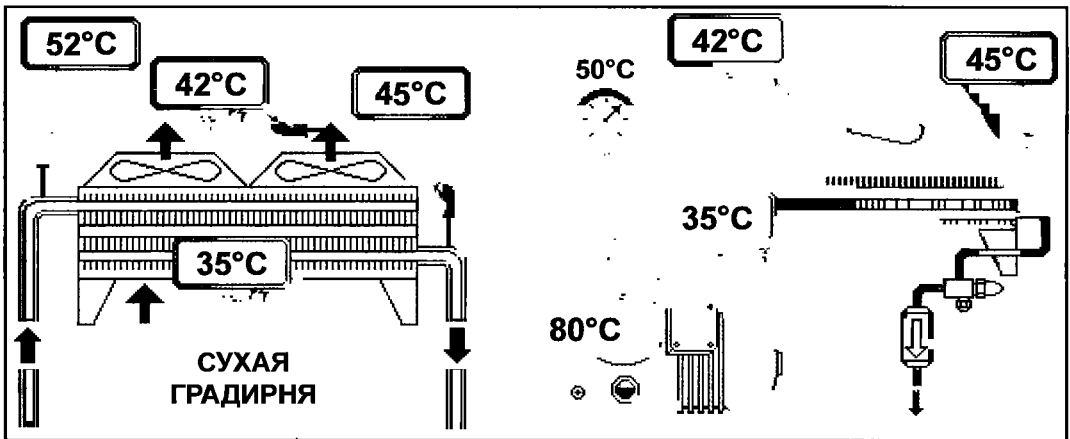


Рис. 70.11.

Анализируя значения температур для двух теплообменников (слева – сухая градирня, справа – конденсатор воздушного охлаждения), вы сможете понять, почему при равной производительности сухая градирня всегда будет иметь большие размеры, чем конденсатор воздушного охлаждения.

71. СУХОЙ И ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Мы рассмотрели конденсатор воздушного охлаждения, конденсатор водяного охлаждения (проточная вода) и сухую градирню. Продолжим изучение способов конденсации и типов конденсаторов. Нельзя ли создать еще более высокопроизводительную систему, которая сможет, например, охладить воду до 30°C даже если температура наружного воздуха 35°C ? При температуре воды на входе в конденсатор равной 30°C (вместо 45°C для сухой градирни) мы могли бы иметь температуру конденсации 45°C вместо 60°C : это была бы почти идеальная система!

Такой способ существует и вы его, вероятно, знаете по собственному опыту. Представьте себе, что вы отдыхаете на море (см. рис. 71.1). Погода теплая, но ветренная. Вы окунулись и выходите из воды мокрыми, и когда вы оказываетесь на ветру, то начинаете дрожать и стучать зубами. Знаете, почему?

Если вы после купания не обтерлись полотенцем, вас начинает сушить ветер. Ветер – это атмосферный воздух, состоящий из смеси невидимых газов. Он содержит, главным образом, азот, кислород, углекислый газ... и водяной пар.

Откуда взялся водяной пар? Над поверхностью моря воздух насыщается водяным паром, образующимся при испарении морской воды. Пар поднимается все выше и выше, в верхних слоях атмосферы он охлаждается и тогда часть пара начинает конденсироваться. Когда идет дождь или когда образуется туман, это значит, что часть водяных паров сконденсировалась, и тогда холодный воздух, насыщенный водяным паром, начинает выделять воду, которая в нем находится.



Рис. 71.1.

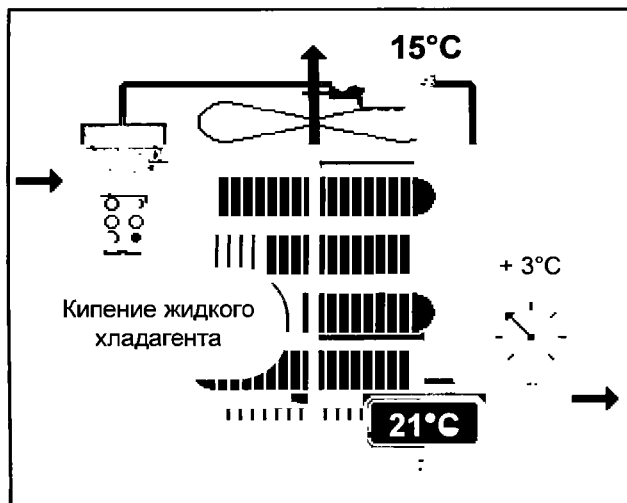


Рис. 71.2.

Поскольку воздух является смесью газов, он может поглощать воду только в виде пара.

Следовательно, капельки воды, которые стекают с вашего тела после купания, обязательно должны превращаться в водяной пар, чтобы быть поглощенными ветром.

Давайте вспомним, что испарение – это изменение фазового состояния, возможное только в том случае, если к жидкости, которую мы хотим испарять, подводится тепло.

Это то же самое, что происходит в испарителе холодильной машины: хладагент, проходя через расширительное устройство (ТРВ, капиллярную трубку и т.п.), вскипает и при кипении в испарителе поглощает тепло из окружающей его среды.

На рис. 71.2 в качестве такой среды выступает воздух, в результате чего температура воздуха понижается с 21 до 15°C .

Теперь вернемся к нашему мокрому купальщику, которого обдувает ветром. Если он после выхода из моря с головы до ног покрыт капельками воды, количество которой в этом случае по всему телу может доходить до четверти литра (что вовсе не является преувеличением), то количество тепла, которое может быть отобрано от его тела для испарения этой воды, составляет около 600 килоджоулей (кДж). Выполним простой подсчет: если ветру нужно, например, 2 минуты, чтобы осушить купальщика, значит холодопроизводительность этого процесса составит $600 \text{ кДж} / 120 \text{ с} = 5 \text{ кВт}$! Не удивительно, что купальщика пробивает дрожь и он стучит зубами: это эквивалентно 5 небольшим холодильникам!

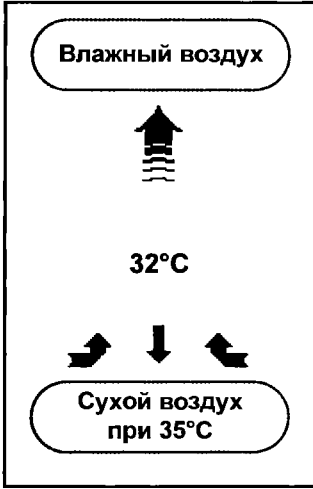


Рис. 71.3.

А сейчас посмотрим, что происходит, когда капля воды с температурой, например, 32°C попадет в очень сухой воздух (который практически не содержит водяного пара) с температурой 35°C (см. рис. 71.3).

Сухой воздух жадно впитывает влагу, но он может поглощать влагу только в виде водяного пара. Капля воды, попавшая в него, со всех сторон окружена сухим воздухом. В результате тонкая пленка на поверхности капли, находящаяся в контакте с сухим воздухом, начинает испаряться, а сухой воздух увлажняется.

Но для того, чтобы вода испарялась, нужен подвод тепла, иначе никакое изменение фазового состояния невозможно: источником этого тепла в нашем случае является сама капля воды!

Итак, капля, которая находится в воздухе, испаряется, слегка уменьшаясь в размерах. Кроме того, от капли отводится тепло, которое расходуется на ее испарение, следовательно капля сама себя охлаждает!

Если время нахождения капли в воздухе достаточно велико, она может охладиться на несколько градусов.

Следовательно, если падающие сверху капли воды собирать в какой-либо емкости, то в этой емкости можно без труда накопить воду с температурой ниже, чем температура окружающего воздуха (см. рис. 71.4)!

Мы знаем, что для испарения одного литра воды необходимо затратить очень большое количество тепла: 1 кг воды, испаряющейся при температуре 35°C , поглощает 2450 кДж (для сравнения, 1 кг R22 при тех же условиях способен плотить только 178 кДж).

Итак, сухой воздух, испаряющий воду, одновременно и охлаждает ее, и количество содержащегося в воде тепла, поглощенного в результате ее испарения, огромно: это, так сказать, очень простая и очень эффективная холодильная машина!

71.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. во ! х

Что произойдет, если капля будет находиться не в сухом воздухе, как в нашем предыдущем примере, а в воздухе, полностью насыщенном водяным паром?

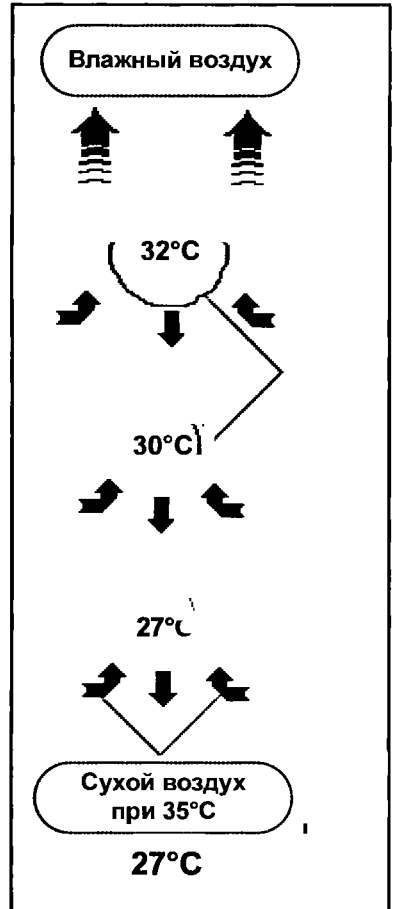


Рис. 71.4.

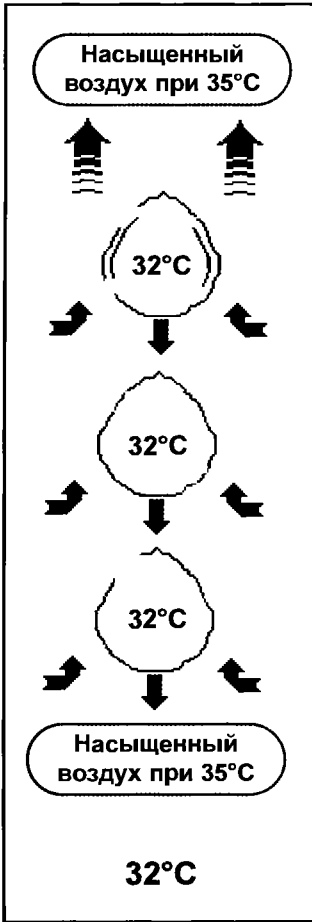


Рис. 71.5.

Понятие “насыщенный воздух” означает, что количество водяного пара, которое может в нем находиться при данной температуре, достигло максимального значения и этот воздух не может содержать большего количества водяного пара.

Иначе говоря, воздух в отношении водяного пара ведет себя точно так же, как любая емкость: если емкость полна, туда уже ничего не добавить.

Если воздух при температуре 35°C стал насыщенным, то он не сможет больше поглощать водяной пар.

Поэтому капля воды, находящаяся в таком воздухе, не сможет больше ни испаряться, ни охлаждаться: когда воздух насыщен, он “не хочет больше пить” и никакое испарение невозможно.

В нашем примере, падающая в таком воздухе водяная капля с температурой 32°C, испаряться не будет и попадет в емкость с той же температурой 32°C.

Заметим, что это хорошо известная ситуация. Летом, после дождя, наружный воздух очень теплый и очень влажный.

Если в таких условиях вы занимаетесь каким-либо физическим трудом, то сильно потеете и у вас возникает неприятное ощущение влажности и духоты.

Это происходит потому, что пот (который есть ни что иное как влага) не может больше испаряться с поверхности вашего тела, поскольку окружающий вас воздух полностью насыщен влагой: поскольку нет испарения, то нет и охлаждения!

72. НЕКОТОРЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ

Прежде, чем изучать процессы конденсации с использованием оборотной воды в градирнях, необходимо усвоить понятия “влажный термометр” и “относительная влажность”.

Мы знаем, что воздух, которым мы дышим, является влажным воздухом. Он никогда не будет абсолютно сухим (т.е. всегда будет содержать пусть небольшое, но все же отличное от нуля количество водяных паров), даже в пустыне. Вместе с тем, он никогда не будет и полностью насыщенным, даже в джунглях на экваторе. Влажный воздух – это невидимый газ, так же как и водяной пар. Заметим, что количество водяного пара, содержащегося в одном килограмме воздуха, ничтожно мало, порядка нескольких грамм.

Вместе с тем, водяной пар можно наблюдать, например, над поверхностью кастрюли, в которой находится кипящая вода (см. рис. 72.1) – это так называемый насыщенный пар, находящийся на границе, разделяющей два фазовых состояния воды – жидкое и паровое.

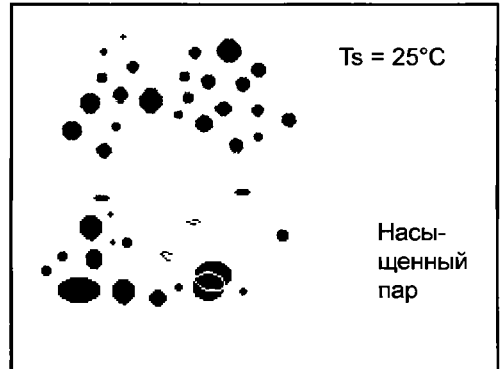


Рис. 72.1.

Затем этот пар поглощается окружающим воздухом и становится невидимым. В этом случае его называют перегретым паром.

Влажность воздуха измеряют специальным прибором – гигрометром. Если мы внесем такой прибор в помещение, которое заполнено абсолютно сухим воздухом при температуре, допустим, 25°C, то он покажет нам 0% *относительной влажности (HR)*.

Иначе говоря, в таком воздухе содержание влаги составляет ноль граммов. Теперь начнем в этом помещении кипятить воду, чтобы выработать водяной пар. По мере того, как окружающий воздух будет поглощать этот пар, показания гигрометра начнут расти, и когда в одном килограмме воздуха будет содержаться 10 г влаги, гигрометр покажет относительную влажность (HR) 50% (см. рис. 72.2).

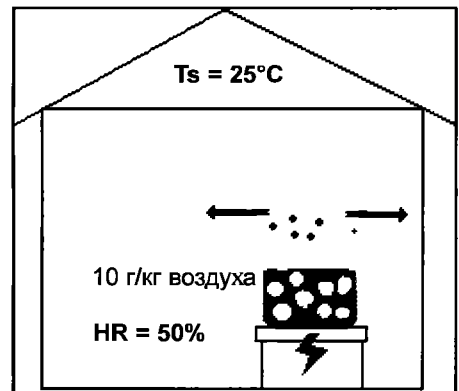


Рис. 72.2.

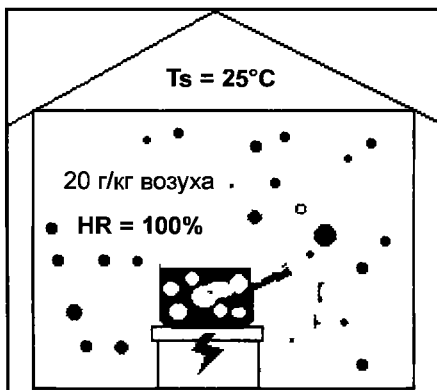


Рис. 72.3.

Если количество пара станет очень большим, через какое-то время наше помещение целиком будет заполнено туманом. Гигрометр покажет HR = 100%.

Что же произошло? Оказывается, что при температуре воздуха 25°C в нем может содержаться не более 20 г водяного пара на каждый килограмм воздуха. Весь водяной пар больше этой величины будет конденсироваться и превращаться в капельки воды (см. рис. 72.3), создавая туман, который станет видимым.

То же самое происходит, например, с сахаром, который вы растворяете в воде. Вначале сахар полностью растворяется и вы его не видите. Однако когда раствор становится насыщенным, сахар, который вы будете сыпать в раствор, перестанет растворяться и начнет оседать на дне стакана. Этот осадок станет видимым.

Теперь попробуем объяснить, почему мы утверждали, что в одном килограмме воздуха содержится 10 граммов водяного пара, когда гигрометр показывал $HR = 50\%$ при температуре воздуха 25°C . Чтобы понять это, рассмотрим упрощенную диаграмму *влажного воздуха*, представленную на *рис. 72.4*.

На этой диаграмме по горизонтали откладываются значения температур воздуха по *сухому термометру* (T_s). По вертикали откладывается содержание паров воды в одном килограмме *сухого воздуха*, которое превращает его во *влажный воздух* с данной *относительной влажностью* (HR) при данной температуре воздуха по *сухому термометру* (T_s). Значения относительной (в %) и абсолютной (в граммах на килограмм) влажности воздуха можно найти по этой диаграмме на вертикальном отрезке, восстановленном из точки соответствующей температуры на горизонтальной оси. Например, вертикаль $A B C$ соответствует температуре 25°C , измеренной с помощью обычного ртутного термометра.

Содержание водяного пара (выраженное в граммах на килограмм воздуха) представлено горизонтальными отрезками. Например, горизонталь $B B'$ соответствует 10 г водяного пара на 1 кг воздуха.

Наклонные кривые указывают относительную влажность HR в процентах. Например, кривая $B B''$ соответствует $HR = 50\%$.

Таким образом, точка B характеризует состояние воздуха при температуре 25°C (T_s) и относительной влажности $HR = 50\%$, содержащего 10 г водяного пара в одном килограмме воздуха.

Заметим, что область выше кривой насыщения (которая соответствует $HR = 100\%$) представляет собой область такого состояния воздуха, при котором он не только полностью насыщен водяным паром, но и содержит влагу в виде тумана (капелек воды). Эта область нас не интересует.

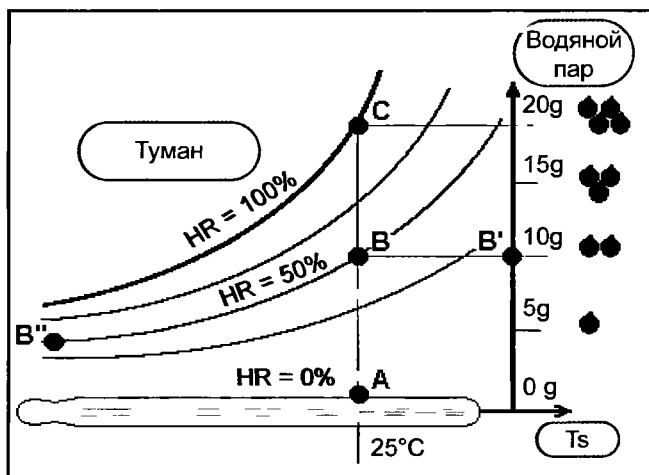


Рис. 72.4.

На вертикали, соответствующей температуре воздуха по *сухому термометру* $T_s = 25^\circ\text{C}$, относительная влажность HR меняется от 0% в точке A (когда содержание водяных паров равно 0 г) до 100% в точке C (когда содержание водяных паров равно 20 г на килограмм *сухого воздуха*).

Теперь мы знаем, что при температуре 25°C воздух становится насыщенным, когда он содержит 20 г водяного пара в каждом килограмме воздуха. Разумеется, все величины, указанные на *рис. 72.4*, определены с помощью соответствующих расчетных и экспериментальных данных теми, кто строит такие диаграммы: и здесь, и далее мы будем доверять этим данным!

Итак, при 25°C один килограмм воздуха может содержать не более 20 г водяного пара. Если он содержит 20 г/кг, то говорят, что воздух насыщенный и его $HR = 100\%$. Но какова будет его относительная влажность HR , если в 1 кг воздуха содержится 10 г водяного пара вместо 20 г? Если 1 кг воздуха при 25°C содержит только 10 г водяного пара (как в точке B), значит он содержит только половину (то есть 50%) того количества пара, которое он мог бы содержать в насыщенном состоянии: в этом случае его HR равна $10 \text{ г} / 20 \text{ г} = 0,5$ или 50%. Точно так же, если в 1 кг воздуха при 25°C содержится 5 г водяного пара, то его HR равна $5 \text{ г} / 20 \text{ г} = 0,25$ или 25%.

В общем случае относительная влажность воздуха HR – это отношение фактической массы водяного пара в 1 кг воздуха при данной температуре к максимально возможной массе водяного пара в 1 кг воздуха при этой же температуре, выраженное в процентах*.

* В отечественной литературе понятие "относительная влажность воздуха" определяют как отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе при данных температуре и давлении к парциальному давлению насыщенного водяного пара при тех же значениях температуры и давления, выраженное в процентах, и обозначают греческой буквой ϕ (фи) (*прим. ред.*).

Упражнение. Найти относительную влажность воздуха, содержащего 7,5 г водяного пара в 1 килограмме воздуха при температуре 25°C.

Решение. При температуре 25°C воздух становится насыщенным, если в 1 кг воздуха содержится 20 г водяного пара (HR = 100%).

Если он содержит только 7,5 г пара/кг воздуха, то его относительная влажность $HR = 7,5 \text{ г} / 20 \text{ г} = 0,375$ или 37,5% (см. рис. 72.5).

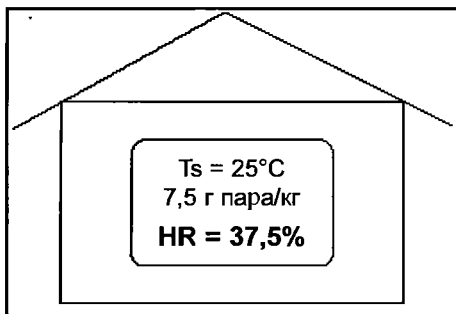


Рис. 72.5.

ЧТО ПРОИСХОДИТ, ЕСЛИ ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА ПАДАЕТ!

Давайте вновь поставим опыт по насыщению водяным паром нашего помещения.

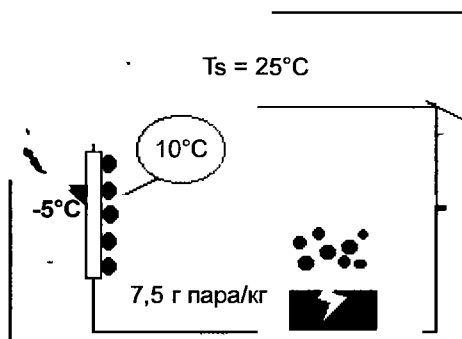


Рис. 72.6.

На этот раз предположим, что наше помещение, заполненное сухим воздухом (HR = 0%) с температурой 25°C оборудовано окном (см. рис. 72.6). Наружная температура низкая, например, -5°C. Вследствие этого температура поверхности стекла *внутри* помещения ниже, чем 25°C, допустим, она равна 10°C.

В процессе кипения воды в нашей кастрюле, находящейся внутри помещения, последнее будет понемногу заполняться водяным паром. Когда при температуре воздуха 25°C содержание водяного пара в нем повысится до 7,5 г на килограмм воздуха, мы заметим, что стекло изнутри “запотеет”, то есть пар начнет конденсироваться на внутренней поверхности стекла.

Что же произошло? При контакте со стеклом часть комнатного воздуха (который имеет параметры, соответствующие точке В на рис. 72.7) охлаждается до температуры 10°C, которая соответствует точке D.

Но, как следует из рис. 72.7, воздух при температуре 10°C может содержать не более 7,5 г водяных паров на килограмм воздуха, а это как раз то самое количество, которое содержится в комнате!

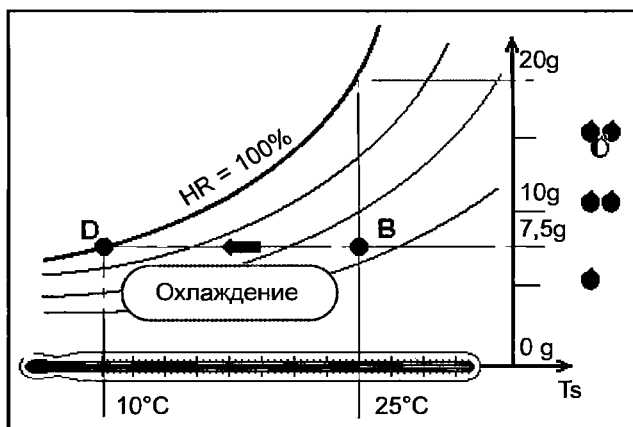


Рис. 72.7.

При контакте с холодным стеклом часть воздуха, находящегося в комнате, охлаждается до температуры 10°C и, поскольку содержание водяных паров в нем равно 7,5 г/кг, он становится насыщенным (HR = 100%), а на стекле появляется влага. **Из результатов этого опыта мы можем сделать следующий вывод: чем ниже температура воздуха, тем меньшее количество водяного пара он может содержать.**

ТОЧКА РОСЫ (ТЕМПЕРАТУРА ТОЧКИ РОСЫ)

Когда водяной пар, содержащийся в воздухе, конденсируется на холодной поверхности, говорят, что воздух достиг точки росы (T_r)*. В этом состоянии влажность воздуха $HR = 100\%$, следовательно множество точек росы представляет собой кривую насыщения на диаграмме влажного воздуха.

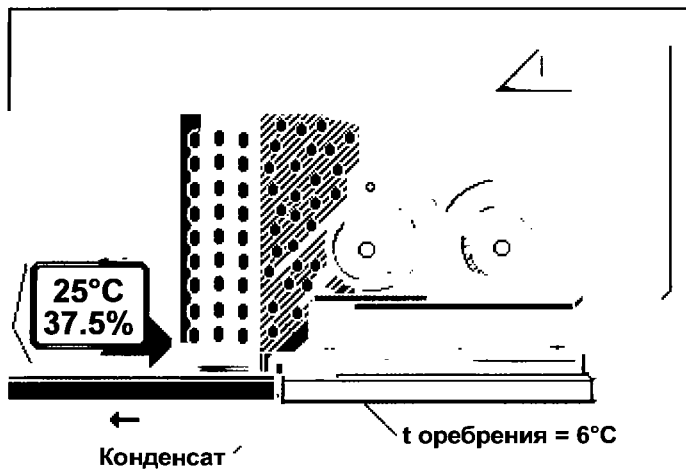


Рис. 72.8.

Рассмотрим испаритель непосредственного кипения, на вход которого подается воздух с температурой 25°C и относительной влажностью 37,5%. Мы уже знаем (см. рис. 72.7), что температура точки росы для такого воздуха $T_r = 10^\circ\text{C}$.

Если температура ребрения испарителя выше 10°C, то водяной пар, находящийся в этом воздухе, не будет конденсироваться. И наоборот, если она ниже 10°C, начнется конденсация водяного пара и осаждение влаги (конденсата). Таким образом, воздух помещения, проходя через испаритель, начнет осушаться (см. рис. 72.8).

Замечание 1. При конденсации водяных паров, содержащихся в охлаждаемом воздухе, значительная часть производительности испарителя затрачивается на сам процесс конденсации. Однако, поскольку образующийся при этом конденсат сливается в водосток, эта часть производительности оказывается бесполезно потерянной.

Замечание 2. Чем ниже температура кипения, тем ниже будет температура поверхности ребер, тем интенсивнее будет идти процесс конденсации и, следовательно, тем больше будут потери производительности.

Замечание 3. Если в установке с воздухоохладителем (см. рис. 72.8) вместо конденсатора воздушного охлаждения использовать сухую градирню, то мы увидим, что температура конденсации начнет расти (см. раздел 70). Но если растет температура конденсации, значит растет и ВД, а следовательно, начнет расти и НД, что приведет к повышению температуры ребер. Однако, если температура ребер станет выше точки росы, то никакой осушки воздуха происходить не будет, и в некоторых случаях это может повлечь за собой возникновение определенных проблем.

ТЕМПЕРАТУРА ПО ВЛАЖНОМУ ТЕРМОМЕТРУ

Возьмем два одинаковых ртутных термометра и с их помощью начнем измерять температуру нашей комнаты.

Если термометры точные, то они оба будут показывать одинаковую температуру 25°C.

С другой стороны, установленный в комнате электронный гигрометр покажет нам, что влажность воздуха, находящегося в комнате при 25°C $HR = 50\%$ (см. рис. 72.9).

Как следует из рис. 72.4, это означает что в 1 кг воздуха комнаты содержится 10 г водяного пара и водяной пар при этом далек от состояния насыщения.

* Точка росы – температура, до которой нужно охладить воздух или какой-либо другой газ, чтобы содержащийся в нем водяной пар достиг состояния насыщения (прим. ред.).

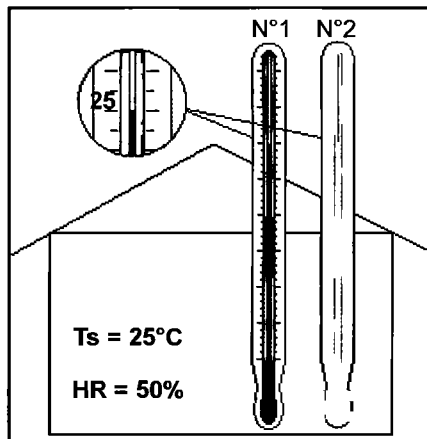


Рис. 72.9.

Теперь обернем заполненный ртутью баллон термометра № 2 хлопчатобумажной тканью (см. рис. 72.10): он по-прежнему будет показывать 25°C.

А теперь пропитаем эту ткань водой, имеющей также температуру 25°C: разумеется, поскольку температура воды такая же, как и у окружающего воздуха, термометр № 2 вновь будет показывать 25°C, то есть ту же температуру, что и термометр № 1.

После этого установим напротив этих термометров небольшой вентилятор таким образом, чтобы его воздушный поток обдувал баллоны обоих термометров, и включим вентилятор.

Что же произойдет с показаниями термометров?

Перед тем, как продолжить чтение, попробуйте ответить на этот вопрос самостоятельно...

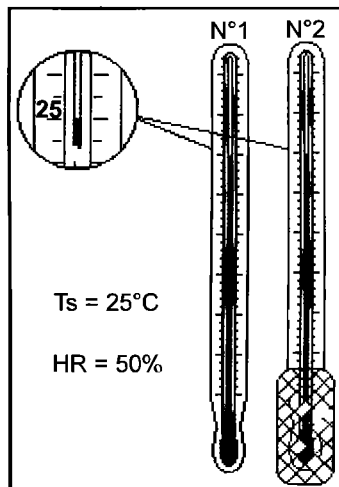


Рис. 72.10.

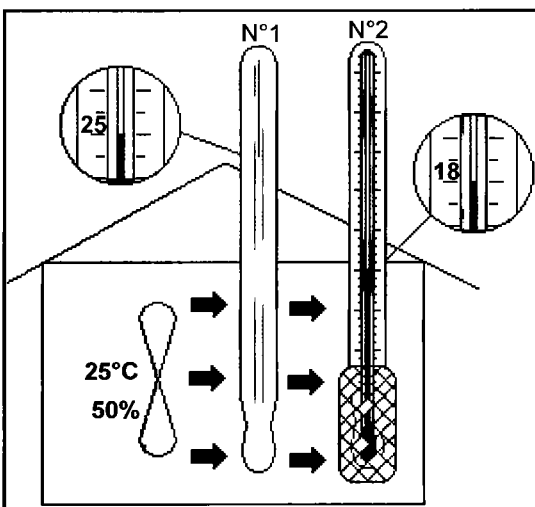


Рис. 72.11.

Итак, после включения вентилятора (см. рис. 72.11) вы увидите, что:

- ▶ Термометр № 1 по-прежнему будет показывать 25°C.
- ▶ Столбик ртути термометра № 2 начнет медленно опускаться и через 2...3 мин стабилизируется около отметки 18°C.
- ▶ Спустя примерно 5 минут, когда ткань, которой обернут баллон термометра № 2, полностью высохнет, столбик ртути в нем начнет подниматься и постепенно вновь дойдет до отметки 25°C.

Можете ли вы объяснить это любопытное поведение термометра № 2?

Влажность воздуха в комнате HR = 50%, он далек от насыщения, поэтому способен жадно поглощать водяные пары. Когда воздушная струя от вентилятора обдувает влажную ткань, вода, которой пропитана эта ткань, начинает интенсивно испаряться. Пары воды поглощаются воздухом. Однако для испарения воде необходимо тепло, которое она берет сама у себя.

Ее температура падает, что и показывает нам термометр № 2 (см. рис. 72.12). После того, как вся вода испарится, ткань становится сухой и термометр № 2 вновь начнет показывать температуру воздуха в комнате. Однако, если не давать ткани высыхать (например, постоянно ее смачивая), то термометр № 2 все время будет показывать нам температуру ниже, чем термометр № 1.

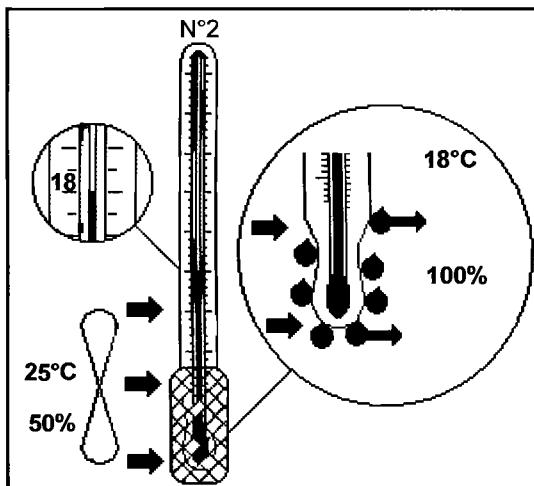


Рис. 72.12.

В этом случае температуру, измеряемую с помощью термометра № 2, мы будем называть *температурой воздуха по влажному термометру*.

Чем суше воздух, который обдувает влажный термометр, тем интенсивнее он поглощает водяные пары. Но чем интенсивнее поглощаются пары воды, тем сильнее испаряется, а следовательно, и больше охлаждается вода, которой пропитана ткань влажного термометра. Таким образом, чем суше воздух, тем ниже будет температура воздуха по влажному термометру: следовательно, *разность между показаниями сухого и влажного термометра будет очень точно свидетельствовать о степени насыщения воздуха водяным паром*.

Чем больше будет эта разность, тем суше воздух. В нашем опыте с двумя термометрами мы продемонстрировали принцип работы широко используемого измерительного прибора, который называют психрометром. При изменении температуры воздуха с помощью сухого и влажного термометров достаточно снабдить этот прибор специальной линейкой или использовать диаграмму влажного воздуха, чтобы легко определить относительную влажность окружающего прибор воздуха.

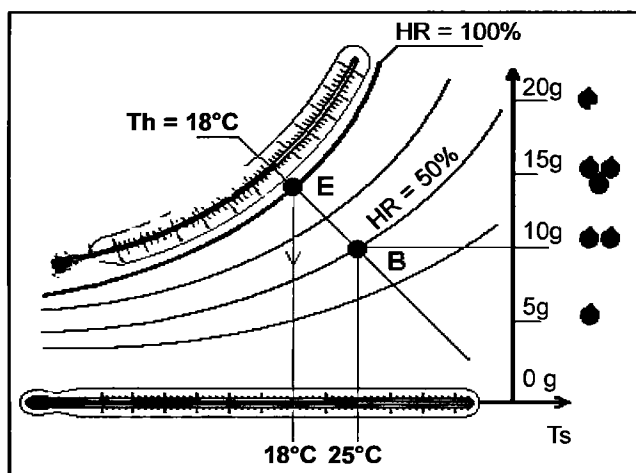


Рис. 72.13.

На диаграмме влажного воздуха (см. рис. 72.13) температура влажного термометра отложена по наклонной шкале. Температуре 18°C соответствует точка E на этой шкале. Соединяя эту точку с точкой B, мы получим значение относительной влажности (50%) и влагосодержание (10 г на 1 кг воздуха).

На некоторых диаграммах температура влажного термометра на кривой насыщения не указывается.

В этом случае необходимо найти значение этой температуры на горизонтальной шкале температур и провести вертикаль до пересечения с кривой насыщения*.

Понятия температуры по влажному термометру и относительной влажности играют очень большую роль в кондиционировании воздуха. Однако не менее, а может быть, и более важны эти понятия для того, чтобы разобраться с процессами, происходящими в градирнях. К рассмотрению этих процессов мы приступим в следующей главе, а пока попробуйте решить несколько упражнений.

72.1. УПРАЖНЕНИЯ. ИЗМЕРЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ

- ▶ 1°) Если при температуре сухого термометра 25°C воздух является полностью насыщенным водяными парами (HR = 100%), что покажет влажный термометр?
- ▶ 2°) Если при температуре сухого термометра 25°C воздух является абсолютно сухим (HR = 0%), всегда ли влажный термометр будет показывать 18°C?
- ▶ 3°) Как можно поступить, чтобы определить относительную влажность воздуха в помещении, если в вашем распоряжении есть только один термометр?

Решение на следующей странице...

* В технической литературе имеется несколько вариантов диаграммы влажного воздуха. В данной книге используется вариант Молье (Mollier). В отечественной литературе более широко используется так называемая I-д диаграмма, предложенная в 1918 году профессором Петербургского университета Л.К.Рамзиным (диаграмма Рамзина). Известны также диаграммы ASHRAE (Carrier) – американского общества инженеров по отоплению, охлаждению и вентиляции, AICVF – Французской ассоциации инженеров по кондиционированию, вентиляции и охлаждению (см., например, Техническая термодинамика/В.А.Кириллин (ред.) – М.: Наука (прим. ред.).

Решения (см. рис. 72.14)

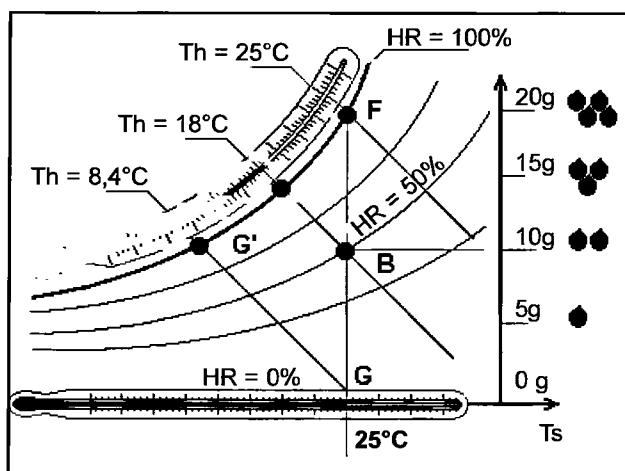


Рис. 72.14.

1°) Точка F, соответствующая температуре воздуха по сухому термометру 25°C, находится на кривой насыщения, то есть HR = 100%.

Поскольку воздух является полностью насыщенным, то при проходе через влажную ткань смоченного термометра он не в состоянии поглощать водяные пары.

Следовательно, он не вызывает испарения влаги с ртутного шарика смоченного термометра, поэтому показания последнего будут такими же, как и у сухого термометра, то есть 25°C.

2°) В точке G при температуре 25°C (см. рис. 72.14) воздух является абсолютно сухим (HR = 0%), поэтому испарение влаги с ртутного шарика влажного термометра будет очень интенсивным и стремительным, поскольку сухой воздух будет жадно поглощать водяные пары. Следовательно температура по влажному термометру будет намного ниже, чем 18°C. Если у вас есть диаграмма влажного воздуха, вы сможете увидеть, что в этом случае температура по влажному термометру составит 8,4°C (точка G' на рис. 72.14).

3°) Вначале нужно измерить температуру воздуха по сухому термометру, например, 25°C.

Затем обернуть ртутный шарик этого термометра тканью или марлей, смоченной в воде с температурой 25°C. После этого достаточно установить этот термометр в то же место, где был сухой термометр, и направить на него струю воздуха из помещения с помощью вентилятора.

Чтобы измерение было корректным, скорость воздушной струи должна быть в диапазоне от 2 до 4 м/с. Этого можно достичь, используя вентилятор обычного кондиционера, но без охлаждения воздуха. В нашем примере (см. рис. 72.15) влажный термометр покажет температуру 18°C, значит относительная влажность воздуха в помещении HR = 50%.

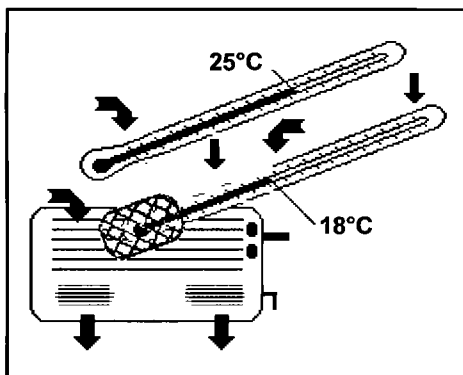


Рис. 72.15.



ВНИМАНИЕ! Вода, которой вы будете смачивать ткань или марлю, обязательно должна иметь ту же температуру, которую вам показал сухой термометр. В самом деле, если в предыдущем примере ткань смочить водой с температурой, допустим, 15°C, то термометр будет показывать эту температуру еще до начала испарения влаги: следовательно, результат измерения будет совершенно неверным!

73. ГРАДИРНЯ

Еще раз вспомните работу психрометра, описанную в предыдущей главе, так как градирня – это своего рода гигантский психрометр.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ГРАДИРНИ

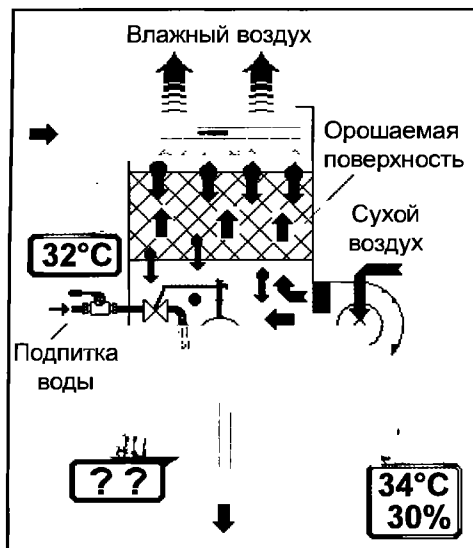


Рис. 73.1.

В верхней части градирни размещают устройство, которое называется распылительной насадкой. Оно представляет собой набор трубок с отверстиями в нижней части, в которые с большим напором подается теплая вода. Эта вода истекает из отверстий в трубках, разбрызгивается и струится вниз. На своем пути струи воды встречаются с мощным восходящим потоком сухого воздуха, подаваемого внутрь корпуса градирни с помощью вентилятора. Таким образом вода и воздух движутся в противоположных направлениях.

Сухой воздух поглощает водяные пары, приводя к интенсивному испарению струящейся вниз воды, а следовательно, и к ее сильному охлаждению. Чем выше градирня, тем дольше вода будет контактировать с воздухом и тем сильнее будет охлаждаться. Для того, чтобы улучшить теплообмен, внутри градирни устанавливается устройство, называемое оросителем, которое представляет собой, как правило, сотовую конструкцию с развитой поверхностью орошения (см. рис. 73.1). Распыляемая в верхней части градирни вода попадает на ороша-

емую поверхность, ее падение замедляется, время и площадь контакта с воздухом возрастает, в результате чего существенно повышается степень охлаждения струящейся воды.

Для восполнения того количества воды, которое в виде водяного пара уносится с воздухом, в градирне предусматривают подпитку водяного контура водой. Для этого в нижней части градирни устанавливают приемный бак для воды, оборудованный поплавковым клапаном. Этот клапан поддерживает постоянный уровень воды в баке, следовательно, градирня потребляет воду из водопроводной сети. Однако, насколько велико это потребление? *Уровень потребления воды в градирне ничтожно мал по сравнению с конденсатором водяного охлаждения, охлаждаемым проточной водой. Например, чтобы сбросить тепло порядка 100 кВт нужно около 4,5 м³/час проточной воды для конденсатора водяного охлаждения и только 0,15 м³/час для градирни. То есть градирня потребляет воды в 30 раз меньше, чем конденсатор водяного охлаждения, охлаждаемый проточной водой. Таким образом, экономия воды составляет 95%!*

Примечание: не путайте огромный расход воды, циркулирующей в контуре охлаждения градирни, с ничтожно малым расходом воды через поплавковый клапан системы подпитки: расход воды, циркулирующей в контуре охлаждения примерно в 50 раз больше того количества воды, которое испаряется!

ДО КАКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ МОЖНО ОХЛАДИТЬ ВОДУ!

На рис. 73.1 показаны типовые значения рабочих параметров градирни. Вентилятор прогоняет через градирню наружный воздух с температурой 34°C и HR = 30%, то есть по влажному термометру это будет 21°C. В верхнюю часть градирни вода подается нагретой до температуры 32°C. Как по вашему, с какой минимально возможной температурой будет выходить вода из градирни при условии, что градирня бесконечно высокая, то есть ее эффективность максимальна?

Прежде, чем читать дальше, подумайте...

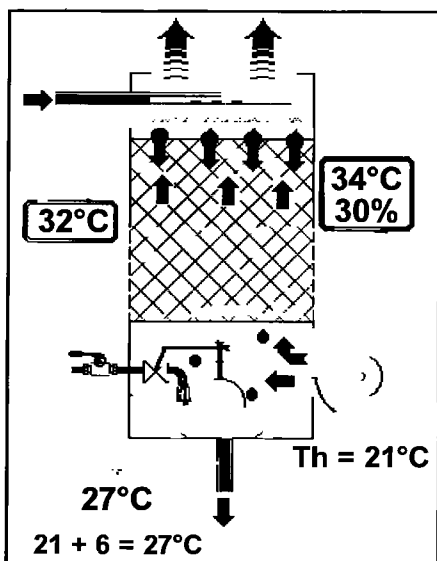


Рис. 73.2.

Одним из основных параметров, определяющих эффективность градирни, является температура воздуха по влажному термометру, то есть в данном случае это 21°C. Даже в идеальной градирне невозможно охладить воду до температуры ниже, чем температура наружного воздуха по влажному термометру.

Если температура наружного воздуха по влажному термометру равна 21°C, невозможно охладить воду ниже 21°C.

Однако строить слишком высокие градирни очень дорого. На практике большинство градирен имеют так называемую *высоту зоны охлаждения**, эквивалентную 6...7 К. Понятие “Высота зоны охлаждения” является определяющим для оценки совершенства градирни. Оно показывает, насколько температура охлаждаемой воды на выходе из градирни приближается к температуре наружного воздуха по влажному термометру, и одновременно демонстрирует, что на практике температура охлаждаемой воды никогда не будет равна температуре наружного воздуха по влажному термометру.

В нашем примере (см. рис. 73.2) высота зоны охлаждения принимается эквивалентной 6 К. В этом случае температура воды на выходе из градирни будет равна температуре наружного воздуха по влажному термометру (21°C) плюс высота зоны охлаждения (6 К), то есть $21^\circ\text{C} + 6\text{ К} = 27^\circ\text{C}$ (а это совсем неплохо, если принять во внимание, что температура наружного воздуха по сухому термометру равна 34°C!).

РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ С ГРАДИРНЕЙ

На рис. 73.3 показаны средние типовые значения рабочих параметров холодильной установки, оснащенной градирней с принудительной циркуляцией воздуха при температуре по влажному термометру $T_h = 21^\circ\text{C}$ и по сухому термометру 34°C.

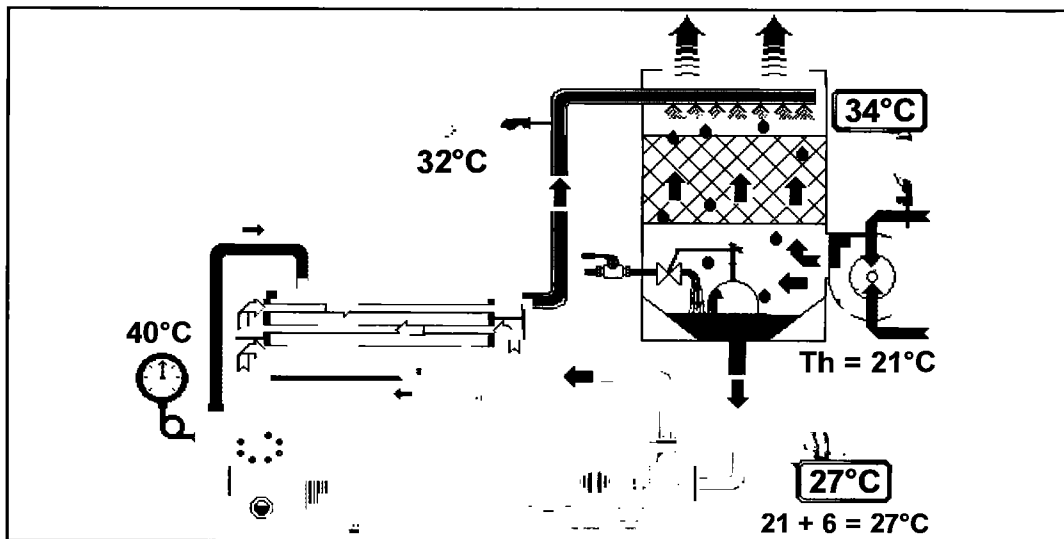


Рис. 73.3.

* Высота зоны охлаждения – характеристика градирен с принудительной циркуляцией воздуха, определяемая как разность между средним значением температуры охлаждаемой воды на выходе из градирни и температурой наружного воздуха по влажному термометру (см., например, Новый международный словарь по холодильной науке и технике. Издательство МИХ.: Париж – 1995 г.). В отечественной литературе используется редко. (прим. ред.).

При $T_h = 21^\circ\text{C}$ температура воды на выходе из градирни равна: $21^\circ\text{C} + 6\text{ K}$ (приблизительно), что дает значение в 27°C .

При температуре воды на входе в конденсатор 27°C температура конденсации будет около 40°C (имея в виду, что температурный напор для конденсатора водяного охлаждения находится в диапазоне от 12 до 15 K), то есть величина ВД будет вполне приемлемой, несмотря на то, что температура наружного воздуха по сухому термометру составляет 34°C !

В этом случае конденсатор с воздушным охлаждением дал бы нам температуру конденсации около 50°C , а сухая градирня – порядка 60°C (см. раздел 70.1).

73.1. УПРАЖНЕНИЕ. РЕЛЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Для нормальной работы градирен с принудительной циркуляцией воздуха обязательно требуется наличие вентилятора. Вентилятор обеспечивает требуемый расход воздуха, который позволяет воде, струящейся по орошаемой поверхности, испаряться (и, следовательно, охлаждаться).

Если вентилятор не работает, теплая вода, поступающая в градирню, перестает контактировать с необходимым для ее интенсивного испарения и охлаждения количеством воздуха, охлаждение воды ухудшается и производительность градирни резко понижается.

С другой стороны, если температура наружного воздуха по влажному термометру становится очень низкой, вода начнет очень сильно охлаждаться и производительность градирни сильно возрастет. Однако, при низкой температуре воды на входе в конденсатор температура конденсации, а следовательно, и ВД могут упасть до недопустимо малых величин (см. раздел 33).

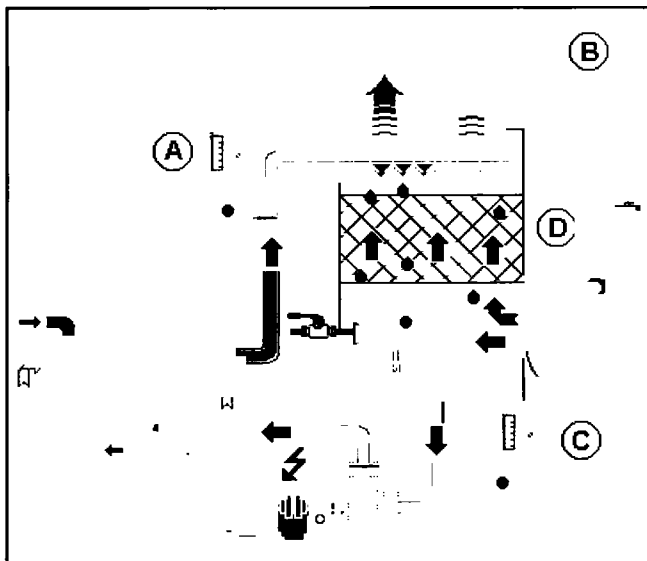


Рис. 73.4.

Поэтому для управления работой вентилятора необходимо включить в состав градирни реле температуры, которое должно работать следующим образом:

- ▶ Вода на выходе из градирни слишком холодная? Реле выключает вентилятор, производительность градирни падает и температура воды начинает расти.
- ▶ Вода слишком теплая? Реле включает вентилятор, производительность градирни растет и температура воды падает.

1) Где должен быть установлен термобаллон реле?

- ▶ В точке А (см. рис. 73.4): на входе воды в градирню?
- ▶ В точке В: на выходе воздуха из градирни?
- ▶ В точке С: на выходе воды из градирни?
- ▶ В точке D: чтобы измерить наружную температуру?

2) При какой температуре реле должно останавливать вентилятор?

Решение на следующей странице...

Вариант А. При остановке насоса, подающего воду из градирни в конденсатор, часть воды из трубы **поз. 1** на рис. 73.5 перетекает в бак (проходя через остановленный насос) в соответствии с законом сообщающихся сосудов и труба, по которой вода подается в градирню, опорожняется. Уровень воды в баке и в трубе устанавливается в соответствии с **поз. 2**. Излишек воды сливается через патрубок **поз. 3**.

Начиная с этого момента температура, измеряемая термобаллоном, будет соответствовать температуре окружающего воздуха. Представим себе ситуацию, когда остановлен и насос и компрессор. В трубе **поз.1** воды нет и, если наружная температура высокая или труба **1** нагревается солнцем, контакт реле будет замкнут и вентилятор будет работать, хотя ни насос, ни холодильная машина не работают.

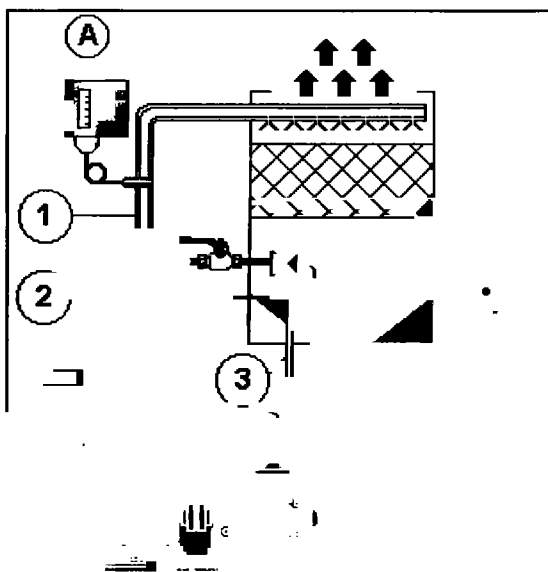


Рис. 73.5.

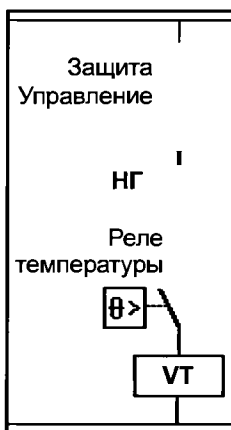


Рис. 73.6.

Иначе говоря, в этом случае вентилятор работает в условиях, когда орошение градирни отсутствует. Мало того, что это приводит к бесполезному потреблению электроэнергии, вдобавок это сопровождается еще и увеличением расхода воздуха через вентилятор, поскольку нет сопротивления воздушному потоку от падающей воды.

В результате, с ростом расхода воздуха очень быстро начинает расти ток, потребляемый двигателем вентилятора (см. раздел 20.5), и в конце концов может сработать защита вентилятора по току и отключить его!

Кстати, именно поэтому контактор вентилятора (VT) подключается к цепи питания последовательно с контактом подачи питания на насос градирни НГ (см. рис. 73.6).

Варианты В и D (см. рис. 73.7).

Градирня предназначена для охлаждения воды: следовательно, при ее работе нужно измерять температуру воды, а не воздуха.

Действительно, в вариантах В и D термобаллон реле будет измерять либо температуру окружающего воздуха на входе в градирню, либо температуру воздуха на выходе из нее. Однако некоторые установки должны работать и в межсезонье, и даже зимой, зачастую при наружной температуре ниже 15°C.

Если термобаллон реле будет находиться под действием очень низкой температуры, вентилятор не сможет включиться никогда, даже если компрессор работает: в результате обратная вода не будет должным образом охлаждаться и компрессор наверняка отключится защитой по ВД!

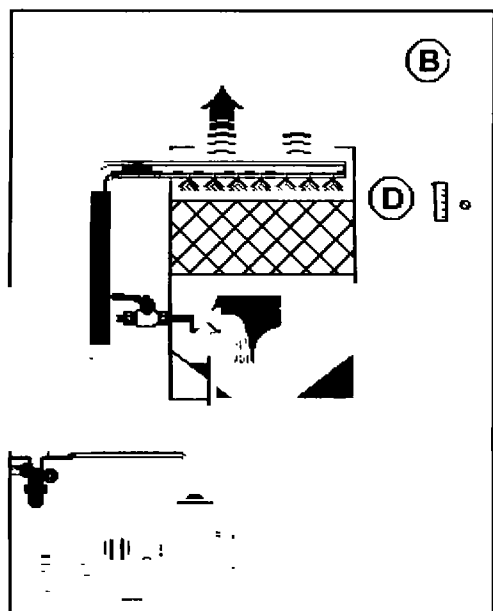


Рис. 73.7.

Вариант С (см. рис. 73.8). Термобаллон реле действительно контролирует “эффективность работы градирни”. Если температура воды в баке высокая, вентилятор включается. Если эта температура падает, вентилятор отключается.

Примечание. Устанавливая термобаллон реле вентилятора на трубопровод, выходящий из градирни, казалось бы следует опасаться так называемого “циклирования” работы вентилятора. Действительно, когда температура воды на выходе из градирни падает, например, ниже 27°C , вентилятор должен отключаться. Но при этом в верхнюю часть градирни продолжает поступать вода с температурой 32°C . Она, не охлаждаясь, сливается в бак, вода в баке нагревается и вентилятор вновь должен включаться.

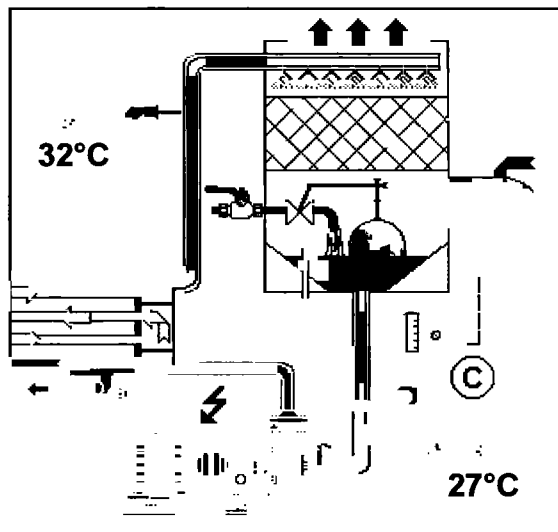


Рис. 73.8.

На самом деле количество воды в баке существенно больше того количества теплой воды, которая поступает сверху. Поэтому градирня обладает большой тепловой инерционностью, что позволяет избежать режима “циклирования” вентилятора. Вместе с тем, дифференциал реле не должен быть меньше 2...3 К. На сегодня большинство градирен оснащены вентиляторами с двухскоростными двигателями (см. раздел 65), которые управляются двухступенчатыми реле, что позволяет полностью исключить режим “циклирования”.

Какой должна быть настройка реле-регулятора?

Представим себе, что в летнее время мы настроили реле на отключение вентилятора при температуре воды на выходе из градирни 20°C . *Априори эта величина представляется разумной, не правда ли?*

Давайте немного поразмышляем: чтобы получить на выходе из градирни воду с температурой 20°C (и остановить вентилятор), нужно иметь воздух с температурой по влажному термометру ниже $20^{\circ}\text{C} - 6\text{ К}$ (высота зоны охлаждения) = 14°C !

Ясно, что с такой настройкой вентилятор будет работать без остановки и днем и ночью, даже если компрессор выключен.

Никогда не следует настраивать реле на отключение вентилятора при температуре ниже, чем среднее значение температуры наружного воздуха по влажному термометру в том месте, где стоит градирня, плюс температурный эквивалент высоты зоны охлаждения (6...7 К).

Например, если градирня установлена в городе, где согласно метеорологическим таблицам среднее значение температуры воздуха по влажному термометру составляет 20°C , то вентилятор должен останавливаться, когда температура воды на выходе из градирни понижается примерно до 26°C ($20^{\circ}\text{C} + 6\text{ К} = 26^{\circ}\text{C}$). Включаться вентилятор должен при повышении температуры воды до $28...29^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 73.9).

С другой стороны, было бы нежелательно *слишком сильно охлаждать воду*: температура конденсации начнет падать и низкое значение ВД на большинстве установок не позволит обеспечить нормальный перепад давления на ТРВ.

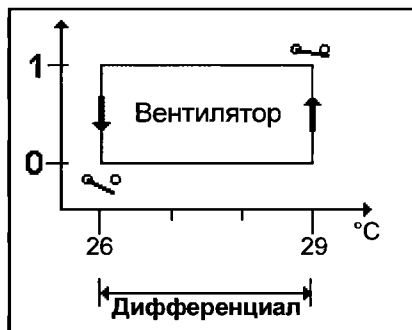


Рис. 73.9.

ПРОБЛЕМА ВЫПАДЕНИЯ СОЛЕЙ

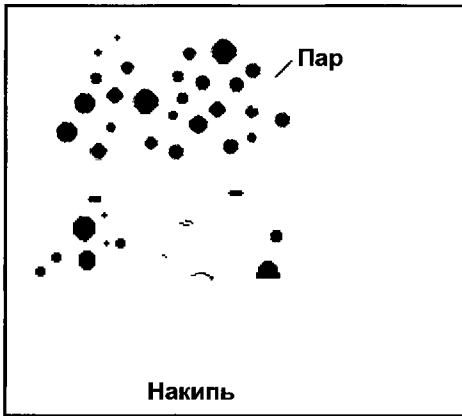


Рис. 73.10.

Когда вы часто кипятите воду в одной и той же кастрюле, через какое-то время вы замечаете, что на ее дне изнутри появляется белесый налет.

Вода, которую вы кипятите – это питьевая вода. Как и любая водопроводная вода, она содержит растворенные минеральные соли.

При кипячении водяной пар (который является газом) поглощается окружающим воздухом (который тоже является газом), а минеральные соли, будучи твердыми соединениями, остаются на дне кастрюли (см. рис. 73.10).

По мере выкипания воды концентрация солей увеличивается и с течением времени они превращаются в твердую накипь, прочно связанную с дном посуды, в которой кипятилась вода. В связи с этим, время от времени посуду надо очищать от накипи, иначе вода в ней будет нагреваться очень долго, поскольку накипь является хорошим теплоизолятором и препятствует передаче тепла от источника нагрева к воде.

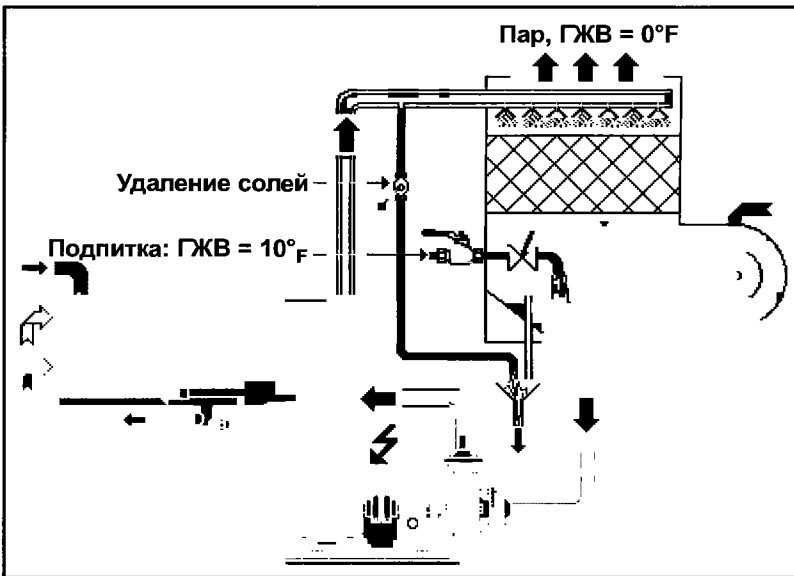


Рис. 73.11.

К сожалению, с этой же проблемой мы будем сталкиваться и в контуре оборотной воды градирни. Мы уже поняли, что охлаждение воды, проходящей через градирню, происходит за счет ее частичного выпаривания. Но если часть воды в градирне переходит в пар, значит концентрация содержащихся в ней минеральных солей в оставшейся части воды увеличивается!

В примере на рис. 73.11 подпитка контура оборотной воды происходит за счет обычной водопроводной воды с жесткостью 10°F (см. раздел 68), что вполне приемлемо.

Однако следует твердо усвоить, что соли, попавшие в контур вместе с этой водой, никогда не смогут покинуть контур, если не предусмотреть их удаление, то есть периодический частичный слив циркулирующей в контуре воды.

Даже при малой начальной жесткости воды подпитки с течением времени, в процессе работы градирни, жесткость воды начинает возрастать и, в некоторых случаях, может превысить 200°F!

Вода с такой жесткостью неминуемо приведет к выходу из строя большинства элементов контура (насос, конденсатор, трубы, сама градирня), так как при повышении концентрации часть солей выпадает из раствора в виде твердых частиц, воздействующих на элементы контура как абразивный порошок. При такой жесткости в трубах конденсатора и градирни очень быстро образуется накипь. Если контур будет работать непрерывно, то меньше, чем через 2 месяца накипь может полностью перекрыть проходные сечения труб.

Таким образом, следует постоянно сливать часть воды из контура, чтобы удалить соли. Эту операцию (удаление солей) рекомендуется выполнять в то время, когда работает насос градирни, как показано на рис. 73.12.

Расход воды, сливаемой при выполнении операции по удалению солей (обессоливание) определяется жесткостью подпиточной воды.

Для того, чтобы поддерживать жесткость воды в контуре на допустимом уровне (максимум 40°F), рекомендуется обеспечить следующие значения расхода воды через магистраль обессоливания:

- ▶ Если жесткость подпиточной воды равна 10°F , расход через магистраль обессоливания должен быть равен однократному расходу воды на испарение в градирне.
- ▶ Если жесткость подпиточной воды равна 20°F , то расход через магистраль обессоливания должен быть равен двухкратному расходу воды на испарение в градирне.
- ▶ Если жесткость подпиточной воды равна 30°F , расход через магистраль обессоливания должен быть равен четырехкратному расходу воды на испарение в градирне.

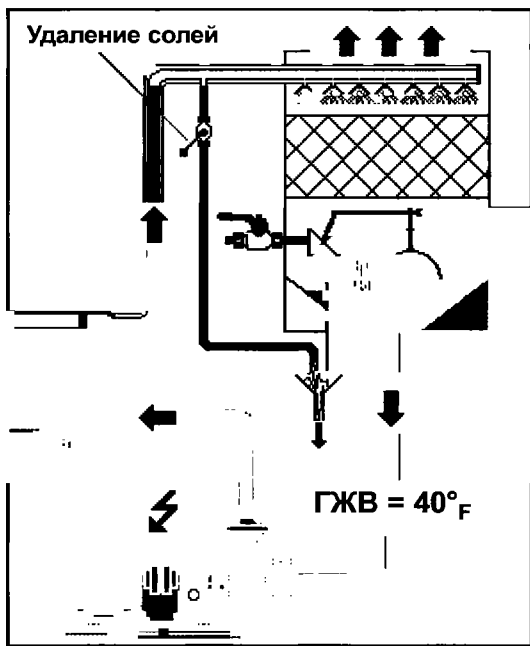


Рис. 73.12.

Приведем пример. При холодопроизводительности установки 100 кВт в градирне испаряется от 180 до 200 литров воды в час. Если жесткость подпиточной воды равна 10°F , расход в магистрали обессоливания должен составлять около 200 л/ч. При жесткости подпиточной воды 30°F , расход в магистрали обессоливания будет равен $4 \times 200 \text{ л/ч} = 800 \text{ л/ч}$.

Упражнение

Установка с холодопроизводительностью 50 кВт использует для работы градирни подпиточную воду с жесткостью 15°F . Определите расход воды через магистраль обессоливания.

Решение

При холодопроизводительности установки 100 кВт испаряется около 200 литров воды в час, тогда при холодопроизводительности 50 кВт будет испаряться 100 литров воды в час. Если жесткость подпиточной воды 10°F , расход в магистрали обессоливания равен однократному расходу воды на испарение. При жесткости 20°F расход в магистрали обессоливания равен двукратному расходу воды на испарение. Мы имеем подпиточную воду с жесткостью 15°F , значит расход воды в магистрали обессоливания должен быть равен полутора кратному расходу воды на испарение, то есть 150 литров в час.

Для обессоливания воды в контуре градирни существует несколько технических решений. Самое простое показано на рис. 73.12: трубопровод подачи воды в градирню имеет сливную трубу, соединяющую этот трубопровод с канализацией. На сливной трубе установлен ручной вентиль. При такой схеме обессоливание происходит только тогда, когда работает насос, то есть только тогда, когда есть подача воды в градирню (как правило, насос работает только тогда, когда работает компрессор). Когда насос останавливается, труба, подающая воду в градирню, опорожняется, и слив воды через магистраль обессоливания автоматически прекращается.

Другое решение предполагает использование электроклапана (поз. 1 на рис. 73.13), установленного на магистрали обессоливания, которая врезана в трубу на выходе из градирни. Кроме того, на этой магистрали устанавливают два ручных вентиля. Вентиль поз. 2 позволяет отсечь электроклапан от выхода из градирни для его обслуживания, ремонта и, при необходимости, замены. Вентиль поз. 3 обеспечивает регулировку расхода воды на обессоливание.

Внимание! Рукоятку вентиля поз. 3 после его настройки, как правило, снимают, чтобы никто не смог случайно или умышленно изменить его настройку. Поэтому, если вы обнаружили, что вентиль поз. 3 без рукоятки или маховичка, не трогайте его, если вы не убеждены, что нужно изменить настройку.

В этой схеме электроклапан должен быть открыт только тогда, когда работает насос градирни (поз. 4), а еще лучше, когда работает вентилятор (поз. 5).

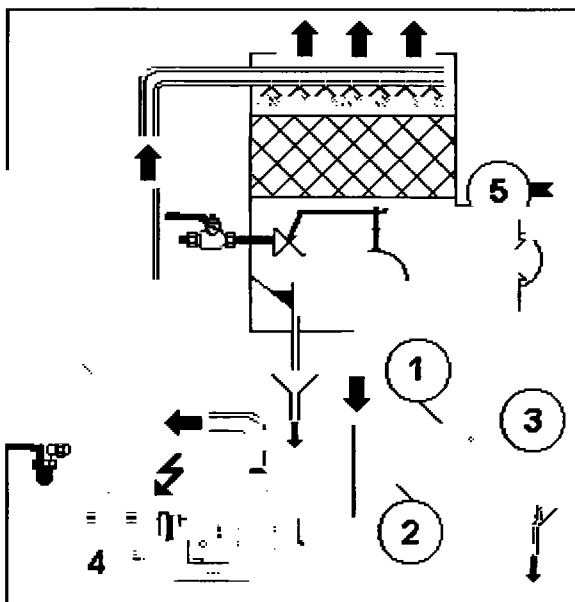


Рис. 73.13.

Тогда обессоливание будет осуществляться только при работающей системе в целом, то есть если идет процесс выпаривания воды в градирне. Однако в этом решении есть один недостаток: если электроклапан закупоривается или заедает, обессоливание прекращается. И наоборот, если после снятия напряжения клапан не закрывается или имеет негерметичность, существенно возрастает потевление воды.

УДАЛЕНИЕ НАКИПИ В КОНДЕНСАТОРАХ ВОДЯНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Любая природная вода содержит множество минеральных солей: кальций, магний, натрий, а также кремний. Под действием температуры соли кальция и магния выпадают из раствора и откладываются на стенках трубопроводов в виде минеральной корки, так называемой *накипи*. Эта накипь ухудшает теплообмен, уменьшает площадь проходного сечения трубопроводов, а иногда и полностью его перекрывает: в контурах охлаждения конденсаторов оборотной водой это приводит к многочисленным неисправностям и, прежде всего, к недопустимому росту ВД.

Для очистки трубопроводов от накипи наибольшее применение получил метод, основанный на использовании раствора соляной кислоты с концентрацией примерно 10% (1 литр концентрированной соляной кислоты на 10 литров воды). Кроме того, чистящие растворы, которые имеются в продаже, содержат, как правило, еще и добавки, подавляющие коррозию (вещества – ингибиторы коррозии). *Это химические соединения, которые добавляются к раствору соляной кислоты, чтобы свести к минимуму коррозию медных труб при очистке конденсаторов.*

Для каждого металла нужно применять свой чистящий раствор со специальным ингибитором. Так, например, очиститель, используемый для меди, не годится для сталей, в том числе и нержавеющей, цинка и т. д. Поэтому ни в коем случае нельзя проводить очистку от накипи контура оборотной воды градирни, просто заливая очиститель в бак градирни и прокачивая его по контуру. При такой операции вы рискуете нанести непоправимый вред оборудованию градирни (стенки трубопроводов могут оказаться изъеденными коррозией вплоть до появления множества мелких отверстий в них).



Операция по очистке конденсатора требует строгого соблюдения рекомендаций производителя чистящего вещества!

Каким же образом чистить конденсатор? Если процедура очистки была предусмотрена при проектировании установки, то осуществить ее относительно просто (см. рис. 73.14).

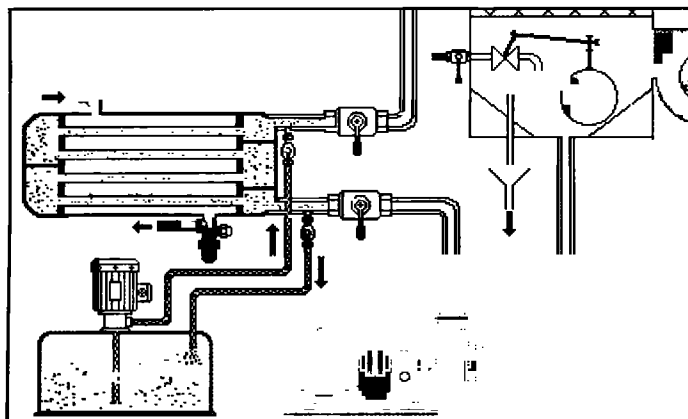


Рис. 73.14.

Конденсатор отсекают от водяного контура охлаждения двумя ручными вентилями, затем сливают из него воду.

После этого с помощью специального насоса закачивают в водяной контур конденсатора чистящий раствор, организуя его движение в контуре по принципу противотока, то есть в направлении, противоположном движению воды при работе конденсатора. Раствор сливают в ту же емкость, откуда его закачивают в конденсатор.

ВНИМАНИЕ! Чистящие растворы выделяют кислотные пары.

Следовательно, при выполнении операции по очистке необходимо строго соблюдать рекомендации производителя чистящего средства и, в частности, обязательно надеть защитные перчатки и очки, чтобы защитить себя от возможных ожогов при попадании кислоты на кожу и в глаза. **Если вы готовите чистящий раствор сами, то помните: нужно лить кислоту в воду, а не наоборот, – брызги чистой кислоты очень опасны.**

Кислота, вступая в химическую реакцию с накипью, приводит к образованию обильной пены. Поэтому во время очистки следите за тем, чтобы емкость для слива очистителя не переполнялась!

ПРИМЕЧАНИЕ. Использование теплой воды позволяет сократить время, необходимое для удаления накипи. Для подогрева чистящего раствора допускается на какое-то небольшое время запускать компрессор, однако помните: при этом ни в коем случае нельзя отключать предохранительное реле ВД!

Как определить, что накипь удалена полностью? Во время очистки в емкости для слива чистящего раствора появляется обильная пена. Допустим, что, например, через час после начала очистки пена исчезает. Это может объясняться двумя причинами: либо накипь полностью удалена, либо в чистящем растворе закончилась кислота, поскольку накипь постепенно нейтрализует кислоту.

Тогда следует освежить чистящий раствор, добавив туда немного кислоты, и вновь понаблюдать, образуется ли пена. Если образуется, значит накипь еще не удалена.

ВНИМАНИЕ! Чистящий раствор, содержащий кислоту, циркулирует не только в трубах, покрытых накипью. Более того, ему легче всего проходить по чистым трубам, так как их проходное сечение больше: следовательно, кислота может воздействовать и на чистые трубы. По этой причине необходимо внимательно следить за процессом очистки и обязательно использовать чистящие растворы, содержащие ингибиторы коррозии для медных труб.

Когда конденсатор будет полностью очищен, операцию по удалению накипи прекращают. Однако чистящий раствор, остающийся в сливной емкости, может при этом содержать какое-то количество кислоты. Поэтому категорически запрещается сливать этот раствор в канализацию. Необходимо его нейтрализовать, добавляя к нему специальный нейтрализатор (крепкий раствор щелочи).

Перед тем, как подключать контур конденсатора к холодильной системе после его очистки от накипи, рекомендуется прокачать через него нейтрализованный раствор чистящего средства, а затем промыть его чистой водой.

Замечание 1. Градирни, как правило, изготавливаются из оцинкованной стали с антикоррозионным покрытием. Для очистки от накипи таких градирен используются специальные чистящие растворы, рекомендованные изготовителями. Можно также использовать механическую очистку. Она проводится специальными щетками после снятия распылительных форсунок. Затем берут пластиковую колотушку и, аккуратно постукивая по трубам и листам, отбивают накипь с их поверхности.

Замечание 2. В некоторых регионах может иметь место еще одна проблема. Дело в том, что в градирне формируется теплая и очень влажная среда, в которой могут размножаться водоросли: автору часто приходилось видеть мусорные ведра, до краев заполненные водорослями, которые приходилось выгребать из градирен в процессе их технического обслуживания!



Не следует забывать и о такой проблеме, связанной с работой градирен, как так называемая “болезнь легионеров”*. В свое время эта проблема широко освещалась в средствах массовой информации и вызвала большой общественный резонанс. Градирни являются потенциальным источником этой болезни, поэтому в ряде стран и регионов существуют нормативные документы, предписывающие профилактические меры по ее предотвращению и, в первую очередь, проведение периодических лабораторных анализов воды на предмет выявления возбудителей “болезни легионеров”.

Замечание 3. В случае замены насоса градирни или реконструкции ее гидравлического контура, не допускается в гидравлический контур открытой градирни устанавливать герметичные насосы, которые используются в контурах ледяной воды или системах отопления (см. рис. 73.15).



Рис. 73.15.

В герметичных насосах приводной двигатель находится в перекачиваемой жидкости. Ротор такого двигателя очень быстро покрывается накипью, тем более, что двигатель в процессе работы нагревается. Через несколько месяцев работы двигатель может заклинить и он выйдет из строя.

Вот почему в контурах водоснабжения открытой градирни используются только сальниковые насосы с уплотнениями по валу (сальниковая набивка или щелевые механические уплотнения), приводные двигатели которых не подвергаются воздействию перекачиваемой среды (см. раздел 90 “Немного о конструкции насосов”).

* Болезнь легионеров (легионеллез) была впервые описана в 1976 г. в Филадельфии (США) и названа так из-за того, что собравшиеся в одном из отелей американские ветераны войны (легионеры) внезапно заболели пневмонией (из 240 заболевших 36 человек умерли). Оказалось, что в системе кондиционирования отеля живут особые микроорганизмы (их назвали легионеллами), вызывающие пневмонию. Оптимальная температура их размножения от 20 до 50°C. Размножаются они во влажной и теплой среде (кондиционеры, увлажнители воздуха, бассейны, аквапарки и т. д.) (прим. ред.).

74. ГИДРАВЛИКА: ПОНЯТИЕ ДАВЛЕНИЯ

Для того, чтобы четко понимать проблемы, которые могут появиться в гидравлических сетях, надо иметь ясное представление о том, что такое давление.

ОСОБЕННОСТИ ОТКРЫТЫХ ГРАДИРЕН

Гидравлический контур открытой градирни имеет одну особенность: с одной или нескольких сторон он находится в контакте с атмосферным воздухом.

В этих местах давление воды равно атмосферному давлению (см. рис. 74.1).

В гидравлическом контуре *открытой* градирни вода проходит через форсунки оросителя, попадает на орошаемую поверхность и затем стекает в приемный бак.

Независимо от того, работает ли насос градирни или нет, внутренняя ее часть между выходом из форсунок оросителя и поверхностью воды в приемном баке находится под действием атмосферного давления.

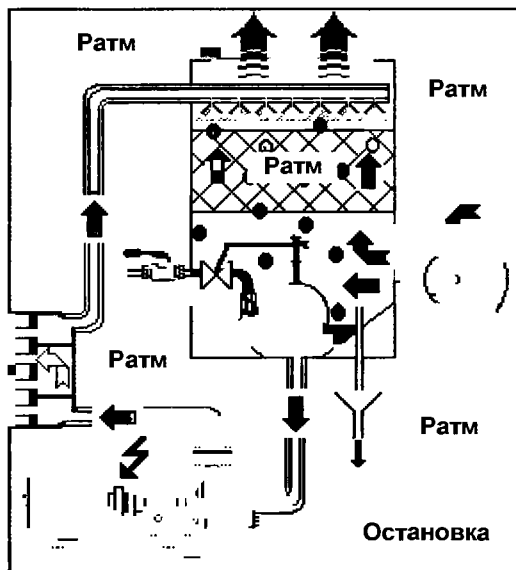


Рис. 74.1.

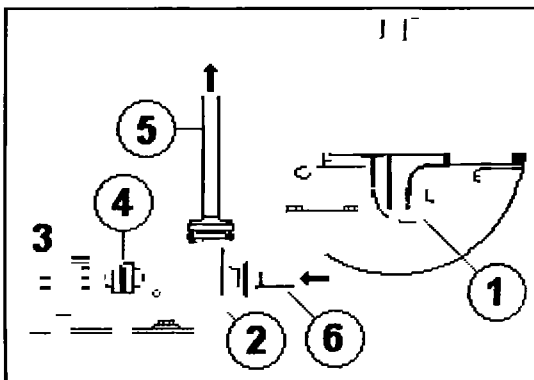


Рис. 74.2.

Особенность насосов: центробежные насосы, используемые в гидравлических контурах открытых градирен, представляют собой диск, снабженный лопатками (поз. 1 на рис. 74.2), который вращается внутри улитки (поз. 2). Этот диск получил название рабочего колеса (иногда его также называют крыльчаткой).

Приводной двигатель насоса (поз. 3) передает вращение крыльчатке через муфту (поз. 4).

При вращении колеса возникает центробежная сила, которая с помощью лопаток воздействует на воду, обеспечивая повышение

давления на выходе из насоса (принцип его работы более подробно будет рассматриваться в разделе 77) и тем самым вызывая движение воды. При работе насоса давление на выходе (поз. 5) существенно выше давления на входе (поз. 6).



Когда насос остановлен, происходит очень быстрое выравнивание давлений между выходом из насоса и входом в него (в центробежном насосе, в отличие от поршневого компрессора, нет клапанов), и вода может без труда течь в обратном направлении внутри улитки.

Что происходит, когда насос останавливается!

Когда насос останавливается, вода может свободно перетекать через рабочее колесо в обратном направлении до тех пор, пока давления на входе в насос и на выходе из него не выровняются.

Ввиду того, что и форсунки распылителя, и бак находятся в этом случае под действием атмосферного давления $P_{атм}$, начинает работать закон сообщающихся сосудов. В результате свободная поверхность в магистрали, подающей воду в распылитель, и в баке находится на одном уровне (см. рис. 74.3).

Иначе говоря, часть воды из подающей магистрали сливается, проходя через насос, обратно в бак.

Если уровень воды, заданный поплавковым клапаном, слишком велик (выше отметки 2 на рис. 74.4), то вода, которая сливается в бак из подающей магистрали, начинает его переполнять. После достижения уровня сливного патрубка излишек воды сливается в канализацию и свободная поверхность в подающей магистрали и баке устанавливается на одинаковом уровне, отмеченном как *поз. 1* на рис. 74.4.

Отсюда следует, что правильная настройка поплавкового регулятора уровня приобретает первостепенное значение с точки зрения экономии воды.

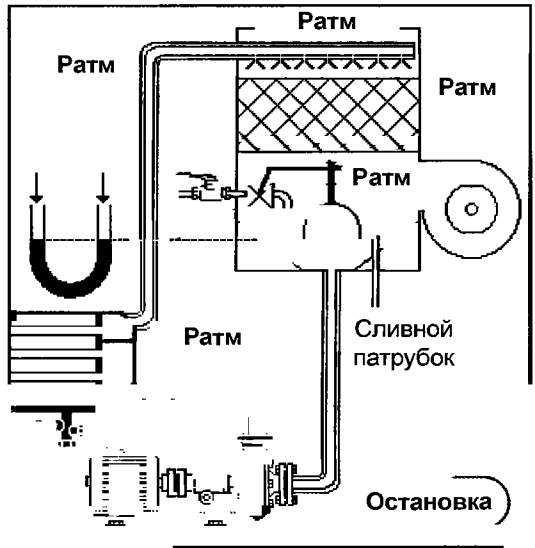


Рис. 74.3.

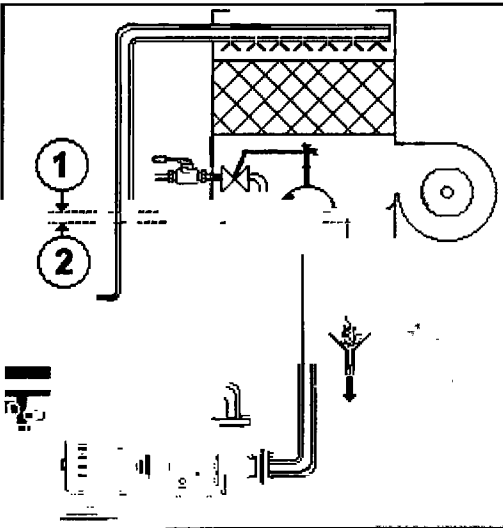


Рис. 74.4.

При выключенном вентиляторе поплавковый клапан должен полностью перекрывать линию подпитки при уровне воды в баке примерно на 5 см ниже уровня сливного патрубка (то есть на отметке 2 рис. 74.4).

Если настройка клапана будет обеспечивать перекрытие линии подпитки при уровне воды в баке выше отметки 2, то, как мы убедились, при каждом выключении насоса вода будет расходоваться бесполезно.

Вдобавок к этому, при включении вентилятора его напор приводит к понижению уровня воды в баке на несколько сантиметров. Поплавковый клапан открывается и в бак начинает поступать вода из магистрали подпитки. Как только вентилятор выключается, уровень воды поднимается и, если не иметь запаса по уровню, излишек воды вновь начнет уходить в канализацию.

В заключение отметим, что открытые градири подвержены воздействию коррозии, загрязнению, появлению водорослей... В них нередко можно встретить заржавевшие поплавковые клапаны, которые блокируются в открытом или закрытом положении.

Имея ввиду высокую цену воды помните, что только своевременное обслуживание и профилактика градирен позволят вам избежать перерасхода воды.

ПОНЯТИЕ ДАВЛЕНИЯ В КОНТУРЕ ОТКРЫТОЙ ГРАДИРНИ

В контуре открытой градирни насос всегда должен находиться **под давлением**, то есть он должен быть установлен **ниже** уровня воды в баке (см. рис. 74.5). Монтаж должен быть выполнен таким образом, чтобы на входе в насос всегда находилась вода, но ни в коем случае не воздух.

Давлением на входе в насос называют разность между уровнем жидкости в баке и входом в насос.

Напомним, что 1 метр водяного столба (м вод. ст.) создает давление в 0,1 бар. Поэтому манометр, установленный на входе в насос (см. рис. 74.5), будет показывать избыточное давление 0,5 бар, то есть 5 м вод. ст.

В гидравлическом контуре открытой градирни при выключенном насосе давление в любой точке контура будет определяться только высотой столба жидкости, находящейся над этой точкой.

Так, если манометр в точке В на рис. 74.5 при выключенном насосе показывает давление в 1 бар, следовательно на насос действует столб жидкости высотой 10 м (при условии, что на подводящей магистрали нет закрытого вентиля). Это давление не зависит ни от диаметра подводящей магистрали, ни от формы трубы, ни от числа поворотов, изгибов или каких-либо других элементов (клапанов, фильтров и т. п.), установленных на магистрали: оно определяется только разностью высот уровня жидкости в баке и входа в насос.

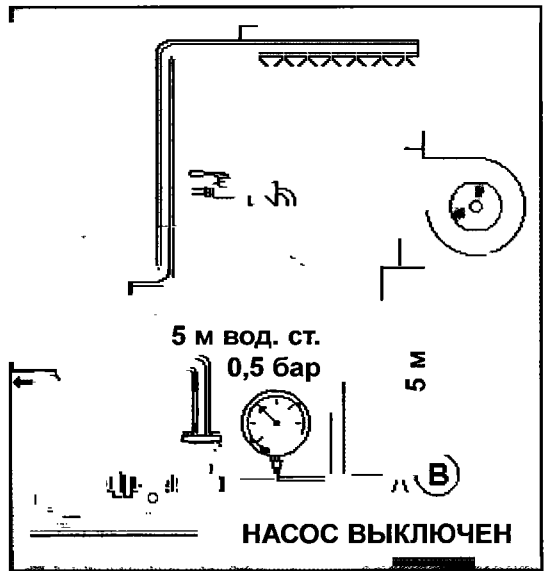


Рис. 74.5.

74.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Давление при неработающем насосе

На рис. 74.6 обозначено несколько характерных точек гидравлического контура открытой градирни (от А до G).

Какое давление будет показывать манометр в точках А, В, С, D, Е, F и G при условии, что насос выключен?

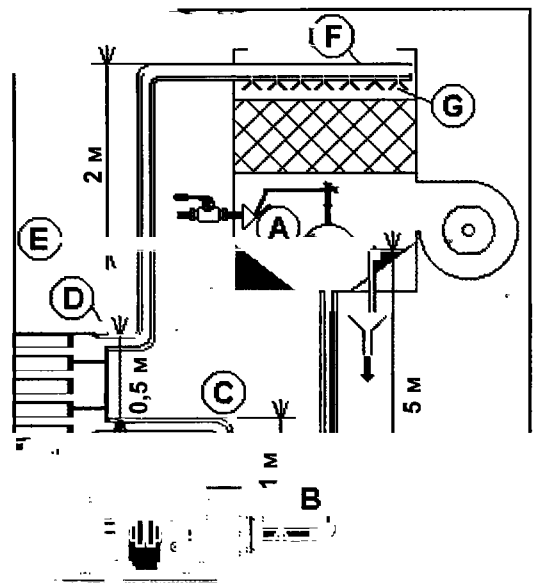


Рис. 74.6.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

При выключенном насосе манометры, установленные в гидравлическом контуре открытой градири, будут показывать давление столба воды над той точкой, где стоит манометр. Заметим, что уровень воды в подающей магистрали соответствует точке Е. Между точками Е и F воды нет. Эта вода вернулась в приемный бак по закону сообщающихся сосудов сразу же после выключения насоса (см. рис. 74.7).

Давление в точках А, Е, F и G: эти четыре точки находятся в непосредственном контакте с атмосферой. Следовательно, в них манометр покажет 0 бар, то есть 0 м вод. ст.

Давление в точке В: высота столба воды над точкой В равна 5 м, значит манометр покажет 0,5 бар.

Давление в точке С: точка С находится на 4 м ниже уровня свободной поверхности (точки А), следовательно, манометр покажет 0,4 бар.

Давление в точке D: точка D находится на 3,5 м ниже уровня свободной поверхности, показания манометра в этой точке будут равны 0,35 бар.

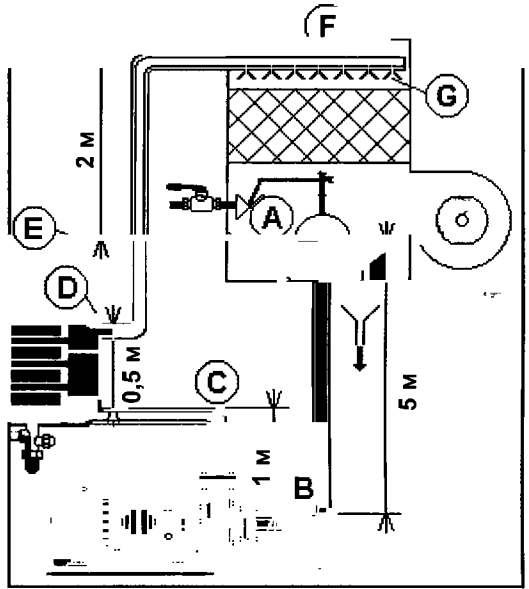


Рис. 74.7.

74.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. РЕМОНТ

Вам предстоит запустить установку, схема которой показана на рис. 74.8.

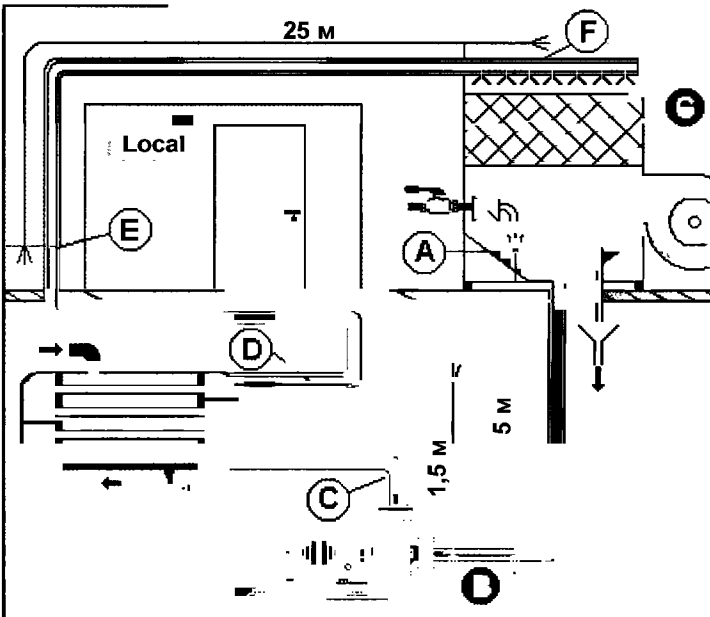


Рис. 74.8.

Градири, в баке которой находится 100 литров воды, установлена на постаменте согласно приведенной схеме.

Длина участка подающей магистрали между точками Е и F составляет 25 м, внутренний диаметр магистрали на этом участке 80 мм, наружный – 90 мм. Поплавковый регулятор уровня настроен таким образом, чтобы уровень поверхности воды в баке был на несколько сантиметров ниже входа в сливную магистраль.

Почему же сразу после запуска компрессор отключается предохранительным реле ВД?

Решение упражнения 2

Подсчитаем, сколько воды может содержаться в подающей магистрали между точками Е и F: при длине трубы 25 м и внутреннем диаметре 80 мм это будет **125 литров**. При выключенном насосе эта часть трубы пустая (см. рис. 74.8). При запуске насоса 100 литров воды из бака быстро откачиваются насосом и эта вода заполняет трубу между точками Е и F. Бак полностью опустошается, при этом также полностью или частично опустошается всасывающая магистраль между точками А и В: насос прекращает подачу воды, хотя крыльчатка вращается. Поплавковый регулятор открывается полностью и пытается восполнить уровень воды в баке через магистраль подпитки, однако сделать это не удается. Вспомните (см. раздел 73), что расход воды через насос примерно в 50 раз больше расхода воды через магистраль подпитки.

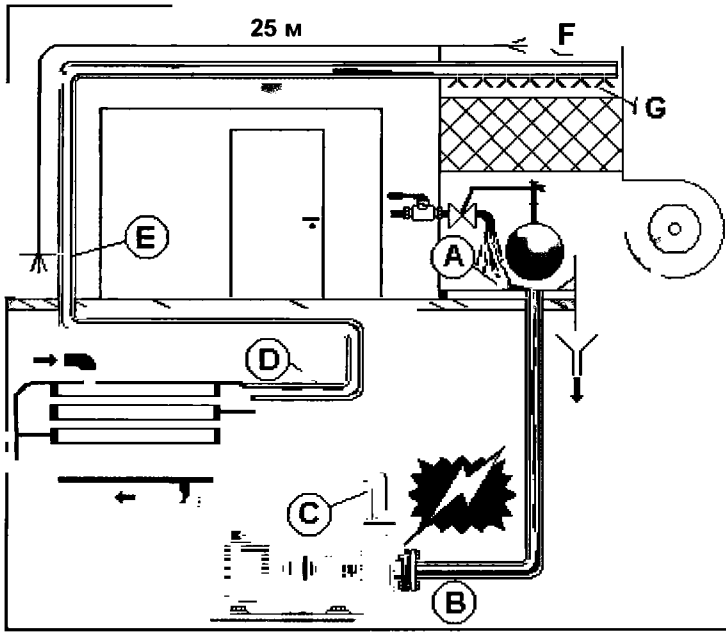


Рис. 74.9.

следствие, становится невозможным запустить компрессор и, вдобавок, появляется реальная опасность заклинивания или серьезного повреждения насоса.

Но это не все! Представим себе, что нам удалось заполнить градирню водой и запустить установку. Бак заполнен водой, так же как и участок Е-F подающей магистрали.

При первой же остановке насоса 125 литров воды, содержащихся между точками Е и F подающей магистрали, очень быстро возвращаются обратно в бак, проходя через выключенный насос в соответствии с правилом сообщающихся сосудов. Но бак уже полон! 125 литров воды не в состоянии быстро пройти через сливную магистраль, предназначенную для удаления излишков воды, поскольку она не рассчитана на слив такого большого количества воды.

Уровень воды в баке начнет быстро подниматься и градирня переполняется водой, которая начинает перетекать через края бака, заполняя улитку вентилятора. Вода заливает фундамент градирни и, что особенно нежелательно, рабочее колесо вентилятора. Вращение колеса замедляется (момент сопротивления возрос) и вентилятор с большой вероятностью либо отключится предохранительным устройством, либо тепловым реле, либо стогрит (см. рис. 74.10). И дернуло же нас запустить эту установку!

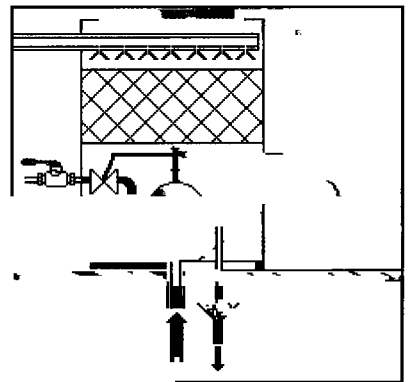


Рис. 74.10.

Таким образом, мы столкнулись с серьезной проблемой, поскольку после того, как насос откачает всю воду из бака, его крыльчатка будет вращаться без воды!

В то время, когда поплавковый регулятор будет пытаться наполнить бак водой, насос тут же откачает эту воду и будет всасывать воздух, потом опять воду, опять воздух, и так далее. В результате часть подающей магистрали между точками Е и F, также как и бак, остаются пустыми.

Конденсатор перестает омываться охлажденной водой и компрессор выключится либо по команде датчика расхода воды (если он установлен), либо предохранительного реле ВД. Как

Так что же нам делать?

Решение 1. Изменить конфигурацию гидравлического контура. Длина подающей магистрали между точками E и F должна быть всегда как можно короче.

Градирня (или трубопроводы) должны быть расположены таким образом, чтобы восходящий участок подающей магистрали между конденсатором и форсунками распылительного устройства был коротким и с минимальным количеством горизонтальных отрезков. Необходимо также обеспечить такую вместимость бака с водой, чтобы она в любом случае была намного больше объема трубопровода между точками E и F (см. поз. 1 на рис. 74.11).

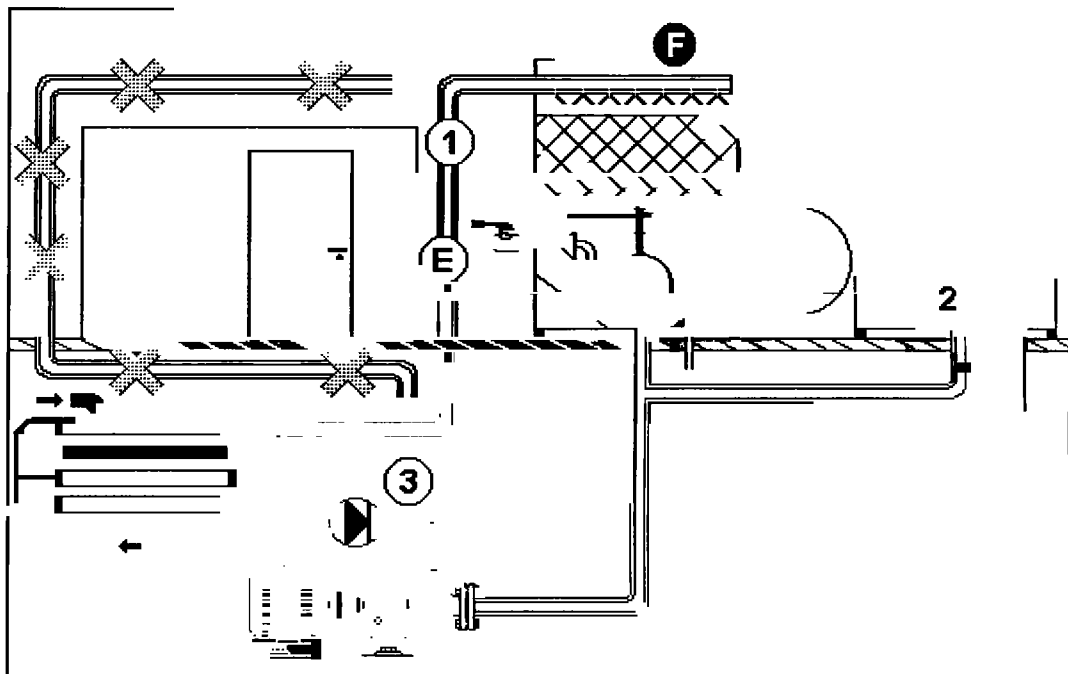


Рис. 74.11.

Решение 2. Если изменить конфигурацию гидравлического контура невозможно, следует рядом с градирней установить буферную емкость (см. поз. 2 на рис. 74.11). Эта емкость устанавливается параллельно с баком градирни и ее объем должен быть достаточно большим, чтобы обеспечить заполнение насоса перед его запуском.

Кроме того, суммарный объем бака градирни и буферной емкости должен быть существенно больше, чем объем подающей магистрали между точками E и F (по крайней мере, в два раза). Заметим также, что сливной патрубок буферной емкости должен быть рассчитан на достаточно большой расход, чтобы не допустить ее переполнения при остановке насоса.

Решение 3. Установить на выходе из насоса обратный клапан (см. поз. 3 на рис. 74.11).

Это решение наиболее простое, но оно не обеспечивает, как правило, длительного ресурса работы открытой градирни. В самом деле, ни один клапан не может обеспечить полную герметичность, особенно в контуре открытой градирни, где вода содержит минеральные соли, грязь и множество инородных частиц (пыль, насекомые, затянутые вентилятором и т. д.). Эти частицы налипают на седла и тарелки клапанов и клапаны начинают подтекать. Если установка не работает длительное время, в конце концов вода, содержащаяся между точками E и F, все равно просочится через обратный клапан и вернется в бак.

Решение 4. Установить закрытую градирню, которую мы будем изучать в разделе 79.

Не вдаваясь в детали отметим, что лучшим решением для устранения описанной проблемы будет такое, при котором она просто не возникает.

ДАВЛЕНИЕ В ЗАКРЫТОМ КОНТУРЕ



Напомним: в каждой точке закрытого контура давление должно быть выше атмосферного, то есть избыточное давление должно быть больше 0.

Закрытый контур должен быть защищен от контакта с атмосферой, быть герметичным и находиться под давлением, поддерживаемым с помощью расширительного бачка.

Вспомним, например, что контур сухой градирни (рассмотренной в разделе 70) должен быть полностью герметичным, так как в нем находится водный раствор гликоля.

Концентрация гликоля должна непременно оставаться постоянной, например, для защиты контура от размораживания при наружной температуре -20°C она должна составлять 35%.

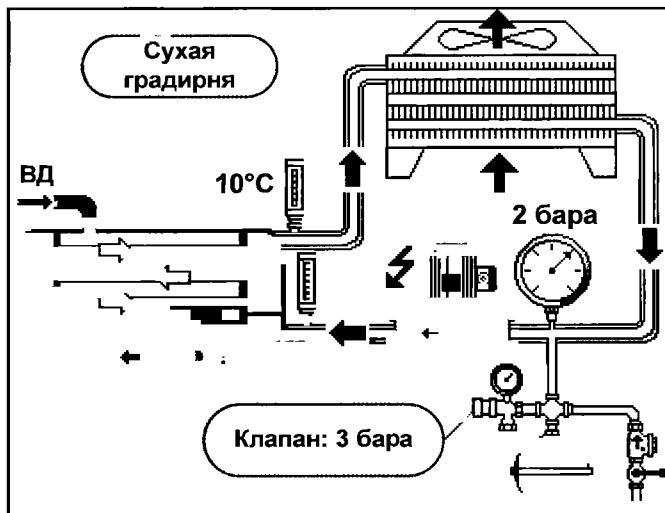


Рис. 74.12.

Следовательно, необходимо по возможности избегать утечек и долива воды в контур. Поэтому для создания расхода в таком контуре предпочитают, как правило, использовать насосы с механическим уплотнением (см. раздел 90), которое способно обеспечить герметичность.

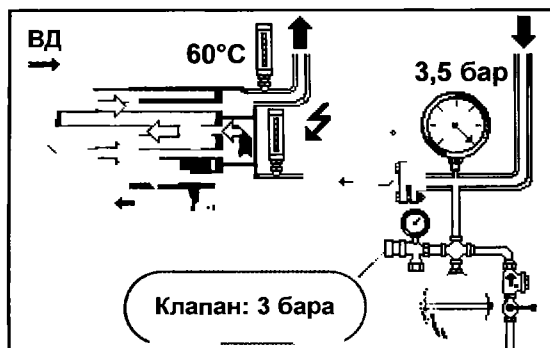


Рис. 74.13.

В таких герметичных контурах давление может заметно повышаться при изменении температуры воды вследствие ее теплового расширения.

При изменении температуры от 10°C до 60°C водный раствор гликоля с концентрацией 35% расширяется на 3%.

Так, для контура, содержащего 100 литров раствора (что совсем немного), увеличение объема составит 3 литра, то есть довольно существенную величину.

Если бы не было расширительного бачка, трубы обязательно бы сдеформировались и разрушились.

Однако, несмотря на наличие расширительного бачка, некоторые неисправности (которые мы рассмотрим немного ниже) могут привести к серьезному ущербу. Поэтому в контуре сухой градирни обязательно устанавливают предохранительный клапан (см. рис. 74.12).

В примере на рис. 74.13 клапан настроен на срабатывание при давлении в контуре 3 бара и, как только эта величина достигается, клапан начинает стравливать жидкость (например, если ее температура выросла с 10°C до 60°C). При этом давление в контуре падает и клапан вновь закрывается...

В верхней точке закрытого контура рекомендуется устанавливать дренажный клапан (см. рис. 74.14). Он необходим для того, чтобы удалять из контура:

- ▶ Воздух, который может попасть внутрь контура при его заполнении жидкостью.
- ▶ Растворенные в воде газы (углекислый газ или кислород), также попадающие в контур при его заполнении.

Автоматический дренажный клапан, установленный в верхней точке закрытого контура, как показано на рис. 74.14, предназначен для удаления воздуха. Если воздуха нет, поплавок клапана находится в верхнем положении и клапан закрыт. Если в клапан попадает воздух, то этот воздух накапливается в верхней части клапана, поплавок опускается, игла клапана отходит от седла и воздух автоматически стравливается в атмосферу.

Проблема утечек воды: если тепловое расширение воды приводит к повышению давления в контуре, то утечки воды, напротив, вызывают падение давления в контуре.

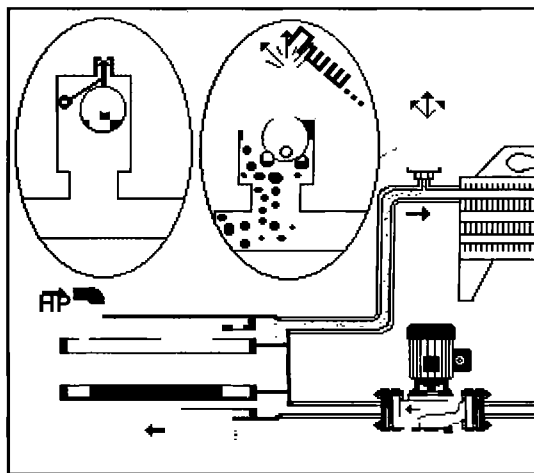


Рис. 74.14.

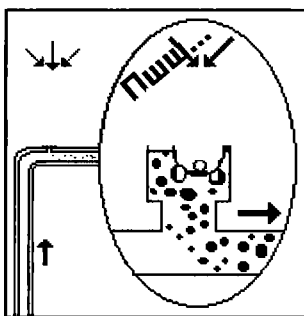


Рис. 74.15.

Из-за разности уровней наибольшее давление в контуре реализуется в самой нижней его точке.

По той же причине в самой верхней точке контура давление будет минимальным. Если в верхней точке давление окажется ниже атмосферного, то в контур через дренажный клапан может попасть наружный воздух (см. рис. 74.15).

Этот воздух может привести к падению расхода жидкости в гидравлическом контуре и потребовать множества процедур по приведению контура в работоспособное состояние.

Чтобы предотвратить попадание воздуха в гидравлический контур, избыточное давление в самой верхней точке этого контура никогда не должно падать ниже 0,5 бар.

Вот почему в схеме на рис. 74.16 при разности уровней 15 метров (то есть 1,5 бар) расширительный бачок (установленный в нижней части контура на входе в насос) был специально подобран на давление $1,5 + 0,5 = 2$ бара.

Итак, в закрытом контуре принимается в расчет не только разность уровней: давление на входе в насос при его остановке равно высоте столба (15 м) плюс запас 5 м, что в сумме будет равно 20 м вод. ст. (то есть 2 бара).

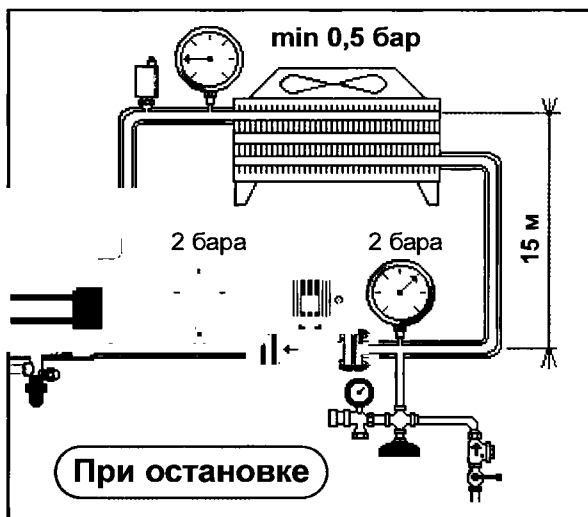


Рис. 74.16.

75. ГИДРАВЛИКА: ПОНЯТИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ

Напомним, что этот вопрос вкратце уже упоминался в разделе 18 "Проблема внезапного вскипания хладагента в жидкостной магистрали". Чтобы пополнить наши знания в этой области, проведем небольшой мысленный опыт с помощью схем на рис. 75.1 и 75.2. Для проведения этого опыта нам потребуются ручной кран на сливной магистрали градирни, при открытии которого градирня опорожняется, и поплавковый клапан, поддерживающий постоянный уровень воды в баке градирни. На выходе из сливной магистрали в точке В (перед краном) установим манометр, проградуированный в барах. Этот манометр будет показывать нам **давление** в точке В. Установим также стеклянную трубку, которая будет показывать **давление** в точке В в метрах водяного столба (м вод. ст.), то есть высоту уровня воды, эквивалентную давлению в точке В.

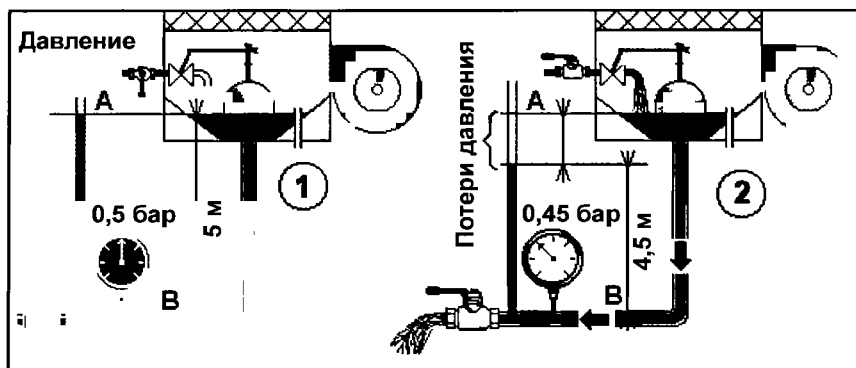


Рис. 75.1.

На рис. 75.1 слева (схема 1) кран на сливной магистрали закрыт. Уровень воды в трубке находится на высоте 5 м, то есть давление в точке В равно 5 м вод. ст. Манометр в точке В показывает величину избыточного давления, обусловленного высоко-

той столба жидкости, то есть 5 м вод. ст. или 0,5 бар: *давление, измеренное манометром, равно высоте столба.*

На рис. 75.1 справа (схема 2) кран на сливной магистрали открыт. Под действием силы тяжести, сразу же после открытия крана, вода из бака начинает сливаться. Как только вода приходит в движение, ее уровень в стеклянной трубке падает до 4,5 м: следовательно, **потери давления** на участке от точки А до точки В равны $5 - 4,5 = 0,5$ м вод. ст. Манометр в точке В также показывает падение давления на величину потерь, которые равны $0,5 - 0,45 = 0,05$ бар (то есть 0,5 м вод. ст.).

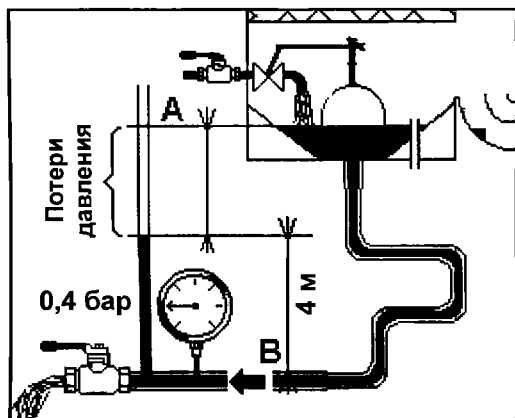


Рис. 75.2.

Отсюда делаем вывод: как только вода пришла в движение, появились потери давления.

Эти потери обусловлены вязкостью воды и зависят от ее скорости. В основном, потери давления определяются силой трения движущейся воды о внутреннюю поверхность стенок трубопровода, которая имеет ту или иную шероховатость.

Потери давления растут:

- ▶ с ростом длины трубы;
- ▶ с падением внутреннего диаметра (площади проходного сечения) трубы;
- ▶ с ростом скорости воды (то есть расхода) в трубе.

Потери давления приводят к дополнительным затратам энергии. Они порождают шумы в трубопроводах и незначительный нагрев воды. Чем больше скорость воды, тем больше шум, особенно там, где поток испытывает сужения. Например, в кранах, вентилях и т.п. Этот шум может доставлять определенные неудобства в тех случаях, когда трубопроводы проложены в жилых помещениях или поблизости от них.

Поэтому диаметры трубопроводов должны выбираться таким образом, чтобы скорость жидкости в них не превышала определенных значений при максимальных потребных расходах. Например, сегодня существуют такие рекомендации:

- ▶ Для труб с внутренним диаметром 15 мм максимальная скорость жидкости равна 0,5 м/с.
- ▶ Для труб с внутренним диаметром 80 мм максимальная скорость жидкости равна 1,2 м/с.

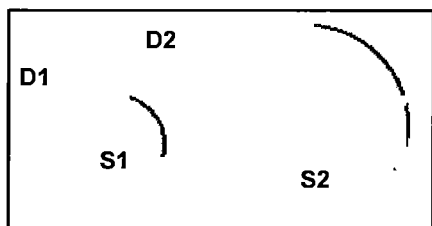


Рис. 75.3.

Такая разница в рекомендуемых значениях скоростей обусловлена следующим (см. рис. 75.3):

В трубах диаметром 15 мм периметр поверхности трения $\Pi = 1,5 \text{ см} \times \pi \approx 5 \text{ см}$, площадь проходного сечения $S1 \approx 2 \text{ см}^2$, а в трубах диаметром 80 мм периметр поверхности трения $\Pi = 8 \text{ см} \times \pi \approx 25 \text{ см}$ при площади проходного сечения $S2 \approx 50 \text{ см}^2$.

Таким образом, при переходе от трубы с внутренним диаметром $D1 = 15 \text{ мм}$ к трубе с диаметром $D2 = 80 \text{ мм}$ периметр поверхности трения возрастает в 5 раз, тогда как площадь проходного сечения увеличивается в 25 раз. В результате сила трения (а следовательно, и потери давления) в трубе диаметром 15 мм при скорости потока 0,5 м/с будет примерно такой же, как и в трубе диаметром 80 мм при скорости потока 1,2 м/с. **Поэтому чем больше диаметр трубы, тем больше в ней может быть скорость потока при одной и той же величине потерь давления на трение.**

В существующих сегодня установках диаметры жидкостных трубопроводов выбирают с таким расчетом, чтобы при максимальном расходе скорость потока в них приводила бы к потерям давления, как правило, в диапазоне от 10 до 20 мм вод. ст. на погонный метр длины трубопровода.

75.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Оценка потерь давления

Для оценки потерь давления, обусловленных местными сопротивлениями (повороты, тройники, запорные вентили и т.д.), принято использовать понятие эквивалентной длины. Например, можно считать, что потери давления при повороте потока на 90° эквивалентны потерям давления на трение на отрезке трубы того же диаметра длиной 0,8 м*.

Теперь попробуйте оценить порядок величины потерь давления в трубе внутренним диаметром 65 мм и полной длиной 50 м, имеющей 6 поворотов на 90° (см. рис. 75.4).

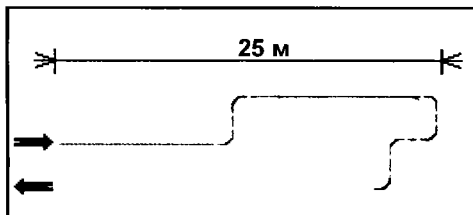


Рис. 75.4.

Решение упражнения 1

При условии, что диаметр трубы определен правильно, можно предположить, что потери давления на трение составляют от 10 до 20 мм вод. ст. на погонный метр длины трубы. При выполнении оценки допустим, что потери давления на трение равны среднему значению указанного диапазона, то есть 15 мм вод. ст./м. В тоже время, 6 поворотов на 90° эквивалентны по величине потерь давления участку прямой трубы того же диаметра длиной $6 \times 0,8 \text{ м} = 4,8 \text{ м}$. Следовательно, полная эквивалентная длина нашей трубы будет равна $50 \text{ м} + 4,8 \text{ м} \approx 55 \text{ м}$. Таким образом, полные потери давления в этой трубе составят $55 \text{ м} \times 15 \text{ мм вод. ст./м} = 825 \text{ мм вод. ст.} \approx 0,8 \text{ м вод. ст.}$

* Это утверждение не всегда справедливо. В общем случае длину участка прямой трубы, эквивалентную по величине потерь давления какому-либо местному сопротивлению, находят по формуле $L_{\text{экв}} = D\xi/\lambda\tau$, где D – внутренний диаметр трубы, ξ – коэффициент местных потерь и $\lambda\tau$ – коэффициент трения жидкости о внутреннюю поверхность стенок трубы (прим. ред.).

ВЛИЯНИЕ РАЗНОСТИ УРОВНЕЙ НА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ

Продолжим наши мысленные эксперименты. На рис. 75.5 представлены две абсолютно одинаковые схемы, отличающиеся только тем, что высота бака градири на схеме 1 над сливным краном больше, чем высота бака на схеме 2.

Длина сливных труб в обеих схемах одна и та же, диаметры труб также одинаковы. Из-за разности уровней давление в точке В схемы 1 будет выше, чем давление в точке В схемы 2. Следовательно, если полностью открыть сливные краны в обеих схемах, расход Q_{v1} будет выше, чем расход Q_{v2} . Для того, чтобы сравнивать величины потерь давления в зависимости от разности уровней, необходимо прикрыть кран схемы 1 с целью выравнивания расходов, а следовательно, и скоростей потоков жидкости в трубопроводах схем 1 и 2.

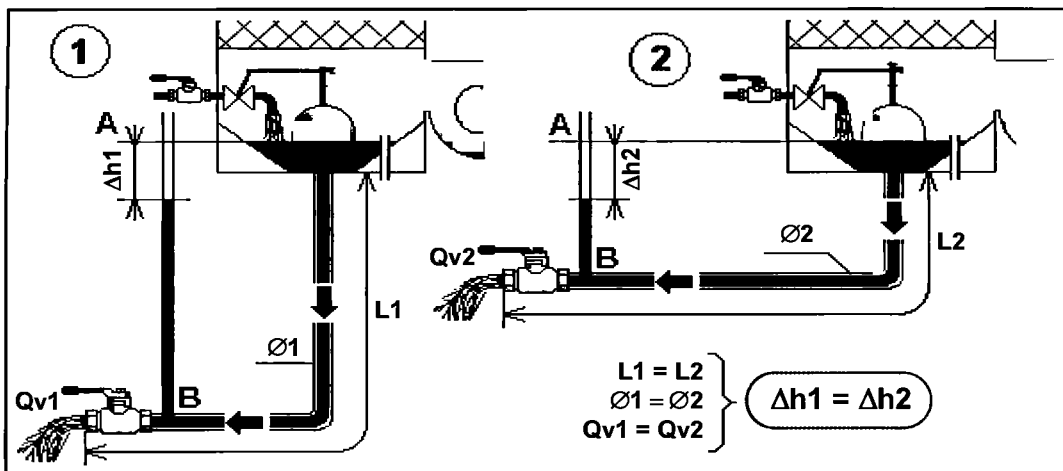


Рис. 75.5.

Как только мы это сделаем, то сразу же увидим, что при равенстве расходов Q_{v1} и Q_{v2} потери давления для обеих схем будут в точности совпадать: $Δh1 = Δh2$.

✘ Вывод: *потери давления на трение и местные сопротивления никоим образом не зависят от разности уровней трубопровода. Они определяются только расходом жидкости, длиной трубопровода, внутренним диаметром и шероховатостью стенок трубы.*

75.2. УПРАЖНЕНИЕ 2.

Влияние потерь давления на характеристики потока

Рассмотрим систему, представленную на рис. 75.6.

При движении воды по трубопроводу появляются потери давления $Δh1$, которые зависят от длины трубопровода, его диаметра и расхода воды (то есть скорости воды в трубе).

Установим на выходе из бака фильтр.

- ▶ Как изменятся потери давления $Δh1$?
- ▶ Как изменится расход?
- ▶ Как изменится скорость воды?

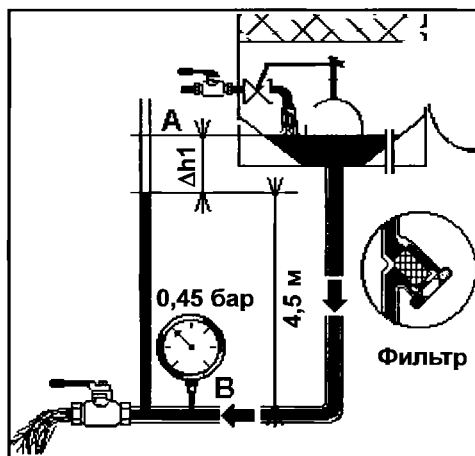


Рис. 75.6.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Фильтр, установленный на трубопроводе (см. рис. 75.7 справа), ведет себя точно так же, как любое местное сопротивление (поворот, вентиль и др.): он является дополнительным препятствием потоку жидкости, то есть создает дополнительные потери давления при прохождении воды. Эти потери добавляются к потерям на трение. В результате полные потери давления на участке от точки С до точки В возрастут ($\Delta h_2 > \Delta h_1$).

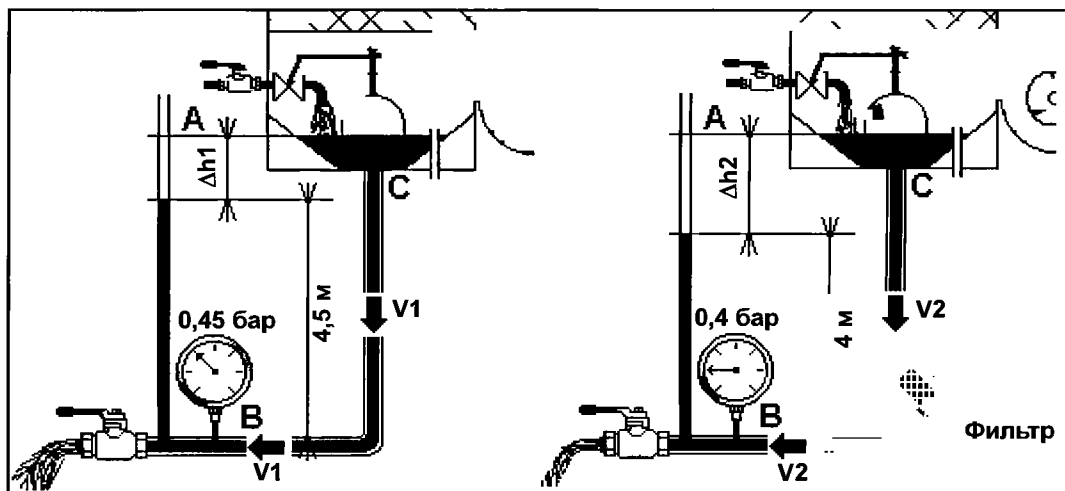


Рис. 75.7.

Теперь рассмотрим, как изменится скорость течения воды в трубе. При установке дополнительного сопротивления, например, фильтра, потери давления на отрезке С-В возрастают ($\Delta h_2 > \Delta h_1$). Но это сопротивление также препятствует и прохождению воды (как это делал бы ручной вентиль, сопротивление которого возрастает при его закрытии): следовательно, расход воды будет уменьшаться.

Поскольку при этом в обоих случаях внутренний диаметр трубы на участке С-В не меняется, уменьшение расхода приводит к снижению скорости потока воды в трубе: скорость V_2 будет заметно ниже скорости V_1 .

✘ При росте потерь давления в контуре расход жидкости падает. Поскольку расход падает, неизбежно снижается и скорость потока.

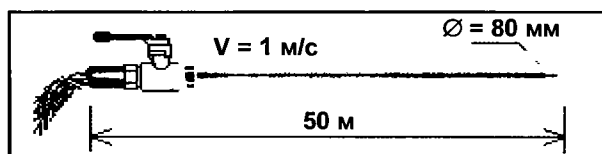
Обратите внимание на дополнительные условия: следует отчетливо понимать, что скорость потока воды абсолютно одинакова на входе в фильтр и на выходе из него. Поскольку внутренний диаметр трубы одинаков по всей длине, скорость будет в точности одна и та же в каждом сечении трубы.

✘ Скорость потока жидкости при постоянном расходе строго одна и та же в каждом сечении трубы постоянного внутреннего диаметра.

75.3. УПРАЖНЕНИЕ 3.

Изменение расхода при изменении скорости

По трубе длиной 50 м (см. рис. 75.8) с внутренним диаметром 80 мм вода течет со скоростью 1 м/с. Как по-вашему, что произойдет с расходом, если скорость удвоится?



Решение на следующей странице...

Рис. 75.8.

Решение упражнения 3

Мы нарушим традицию, которая действует в нашем руководстве, поскольку здесь мы вынуждены привести несложные формулы и выполнить очень простые расчеты. Пожалуйста, извините нас за это, но вопросы гидравлики довольно сложны и иногда вам могут потребоваться отдельные базовые понятия для того, чтобы разобраться в некоторых явлениях, которые, тем не менее, мы будем стараться объяснять как можно проще.

Для начала вы должны вспомнить, что объемный расход, как правило, измеряется в м³/ч или м³/с (см. раздел 41 "Измерение расхода воздуха").

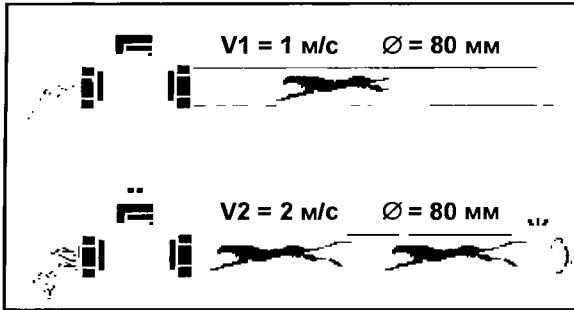


Рис. 75.9.

Скорость потока и расход воды находятся в тесной взаимосвязи:

Малая скорость ↔ Малый расход
 Большая скорость ↔ Большой расход

$$Q_v \quad = \quad V \quad \times \quad S$$

$$(\text{м}^3/\text{с}) \quad = \quad (\text{м}/\text{с}) \quad \times \quad (\text{м}^2)$$

$$\text{Расход} \quad = \quad \text{Скорость} \times \text{Площадь}$$

Рассчитаем площадь проходного сечения трубы диаметром 80 мм (см. рис. 75.9):
 $S = 3,14 \times 0,08^2 / 4 = 0,005 \text{ м}^2$.

Теперь можно найти расходы:

- ▶ $Q_{v1} = 1 \text{ м}/\text{с} \times 0,005 \text{ м}^2 = 0,005 \text{ м}^3/\text{с} = 0,005 \times 3600 = 18 \text{ м}^3/\text{ч}$.
- ▶ $Q_{v2} = 2 \text{ м}/\text{с} \times 0,005 \text{ м}^2 = 0,01 \text{ м}^3/\text{с} = 0,01 \times 3600 = 36 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Таким образом, для данного диаметра трубы расход прямо пропорционален скорости потока.



При удвоении скорости потока жидкости в трубе расход также удваивается.

75.4. УПРАЖНЕНИЕ 4.

Изменение расхода при изменении диаметра трубы

Мы только что нашли, что при скорости потока жидкости 1 м/с в трубе диаметром 80 мм расход жидкости равен 18 м³/ч.

Теперь удвоим внутренний диаметр трубы, то есть возьмем трубу с внутренним диаметром 160 мм. Чему будет равен расход жидкости в этой трубе при той же скорости потока (см. рис. 75.10)?

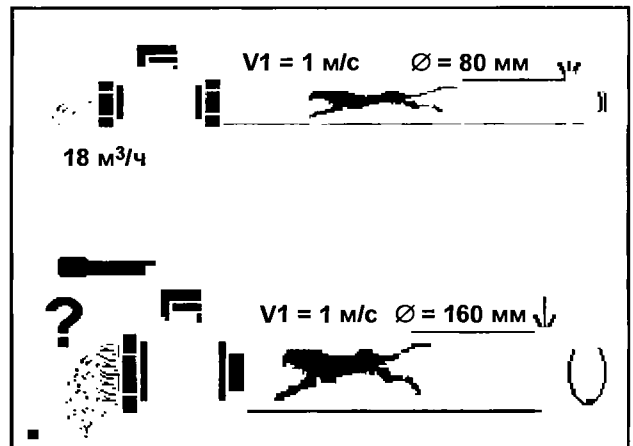


Рис. 75.10.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 4

При скорости потока 1 м/с расход в трубе с внутренним диаметром 80 мм равен 18 м³/ч. Если внутренний диаметр трубы будет равен 160 мм, то площадь ее проходного сечения станет $S = 3,14 \times 0,16^2 / 4 = 0,02 \text{ м}^2$. При скорости потока 1 м/с расход в этой трубе будет равен $1 \times 0,02 \times 3600 = 72 \text{ м}^3/\text{ч}$ вместо прежних 18 м³/ч. Иначе говоря, расход вырастет в 4 раза.

✘ *Внимание! Не путайте понятие “внутренний диаметр” и площадь проходного сечения: если диаметр удваивается, то площадь проходного сечения увеличивается в 4 раза!*

СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ РАСХОДОМ И ДАВЛЕНИЕМ

Рассмотрим поплавковый клапан, предназначенный для подачи водопроводной воды в бак градирни (см. рис. 75.11). Допустим, что полностью открытый клапан при давлении воды в сети 2 бара обеспечивает расход 10 л/мин.

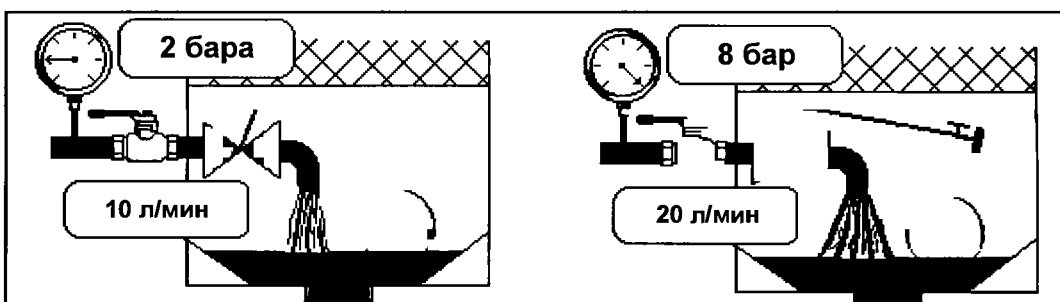


Рис. 75.11.

Для того, чтобы удвоить расход, то есть обеспечить расход через клапан, равный 20 л/мин, необходимо давление воды в сети увеличить в 4 раза.

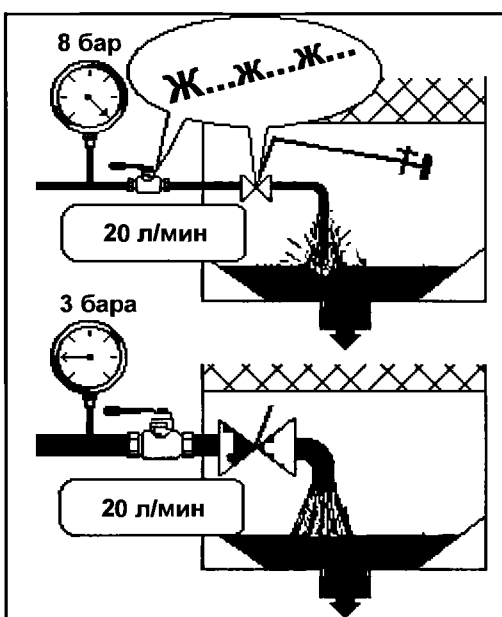


Рис. 75.12.

✘ *Запомните! При слабом давлении воды в водопроводной сети расход будет небольшим. Чтобы удвоить расход, давление в сети нужно повысить в 4 раза.*

Разумеется, что на практике для удвоения расхода так не поступают. Если бы на самом деле повышали давление в сети, это породило бы многие проблемы: диаметр трубопровода пришлось бы делать очень малым, вода бы в трубах сильно “гудела” и т. д.

Проведем такую аналогию: если автомагистраль загружена, то для того, чтобы повысить ее пропускную способность, водителей не заставляют ехать быстрее, а либо делают новую полосу, либо строят объездной путь! То же самое предпринимают и для увеличения расхода жидкости в трубе: увеличивают площадь проходного сечения трубы.

При заданном расходе это приводит к снижению скорости потока воды в трубе (и, следовательно, шума), а потребное для обеспечения этого расхода давление уменьшается (см. рис. 75.12).

СОТНОШЕНИЕ МЕЖДУ РАСХОДОМ И ПОТЕРЯМИ ДАВЛЕНИЯ

В трубе с внутренним диаметром 80 мм предполагается удвоить расход. Что произойдет с потерями давления? На первый взгляд может показаться, что поскольку при удвоении расхода скорость потока удваивается, то и потери давления также должны удваиваться. К сожалению, это не так.

При удвоении расхода потери не удваиваются, а увеличиваются в четыре раза: *если расход вырос в 2 раза, потери давления возрастут в 4 раза!*

В примере на рис. 75.13 при скорости потока 1 м/с потери давления $\Delta P = 2$ м вод. ст., а при увеличении скорости до 2 м/с потери давления умножаются на 4: $\Delta P = 2 \times 4 = 8$ м вод. ст.

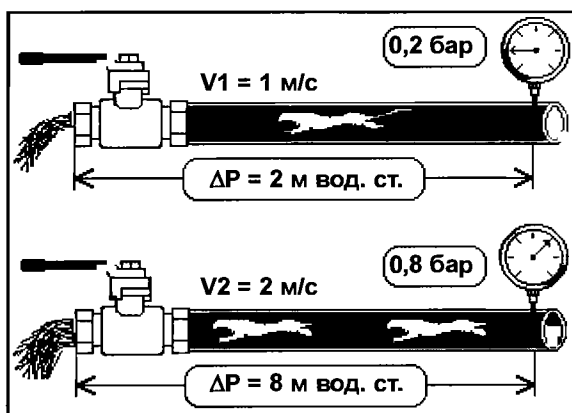


Рис. 75.13.

⊗ Потери давления пропорциональны квадрату расхода.

Для получения дополнительной информации см. раздел 95 “Несколько примеров расчета потерь давления”.

75.5. УПРАЖНЕНИЕ 5.

Изменение потерь давления при изменении расхода

На рис. 75.14 показан участок трубопровода, пропускающий воду со скоростью 1 м/с. Манометры показывают давление в различных точках этого трубопровода. Из показаний манометров можно сделать следующие выводы.

При скорости водяного потока 1 м/с потери давления составляют:

- на фильтре $\Delta P_{\text{ф}} = 2 - 1,8 = 0,2$ бар;
- на вентиле $\Delta P_{\text{в}} = 1,8 - 1,7 = 0,1$ бар.

Что покажут манометры на выходе из фильтра и на выходе из вентиля, если скорость потока в трубе удвоится? *Решение этого упражнения приведено ниже, однако прежде, чем знакомиться с ним, попробуйте поразмышлять самостоятельно.*

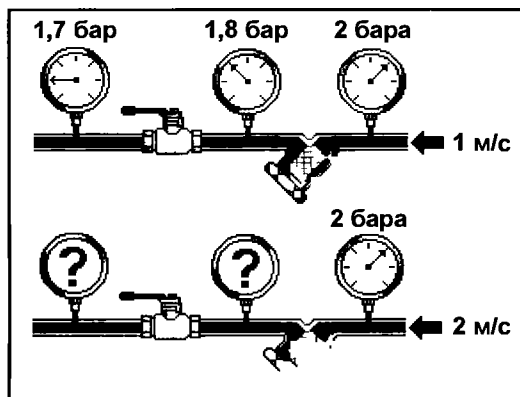


Рис. 75.14.

Решение упражнения 5

Скорость удвоилась, следовательно расход тоже удвоился. В результате потери давления на фильтре и на вентиле вырастут в 4 раза.

Теперь потери давления на фильтре $\Delta P_{\text{ф}} = 0,2$ бар $\times 4 = 0,8$ бар, то есть манометр на выходе из фильтра покажет $2 - 0,8 = 1,2$ бар.

Потери давления на вентиле $\Delta P_{\text{в}} = 0,1$ бар $\times 4 = 0,4$ бар, то есть манометр на выходе из вентиля покажет $1,2 - 0,4 = 0,8$ бар.

Заметьте, что общие потери давления на этом участке вырастут с 0,3 до 1,2 бар: то есть тоже в 4 раза.

76. ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ КОНТУРЕ

НАСОС ВЫКЛЮЧЕН

Вспомним гидравлический контур открытой градирни и поведение давления в нем. При выключенном насосе вентилятор градирни также обязательно выключается.

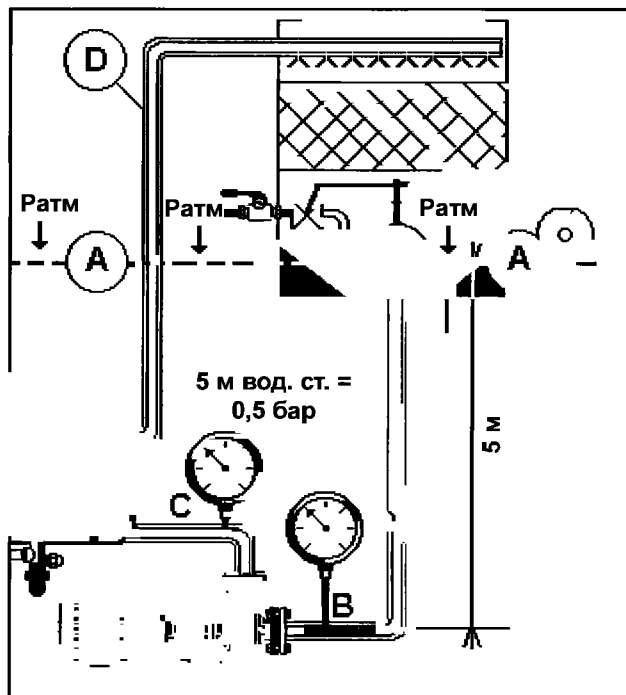


Рис. 76.1.

Поскольку речь идет об открытом контуре, насос всегда находится “под давлением”, то есть он установлен обязательно ниже уровня воды в баке (как показано на рис. 76.1).

Над свободной поверхностью воды в баке (линия А-А) действует атмосферное давление

По закону сообщающихся сосудов уровень воды в подающей магистрали D строго соответствует уровню в баке градирни.

Следовательно, после выключения насоса труба D частично опорожняется и вода из нее переливается в бак, проходя через выключенный насос. Если поплавковый регулятор уровня воды в баке настроен правильно (то есть полностью закрывается, когда уровень воды примерно на 5 см ниже сливного отверстия) и потери воды в результате переполнения бака отсутствуют.

Высота водяного столба над всасывающим фланцем насоса равна 5 м, это и будет давление на входе в насос.

Поэтому манометр, установленный в точке В перед всасывающим фланцем, будет показывать 5 м вод. ст., то есть 0,5 бар. Отметим, что посмотрев на шкалу манометра, мы сразу определяем, что уровень воды на 5 м выше уровня входа в насос.

Манометр, установленный на выходе из насоса в точке С, тоже будет показывать давление около 5 метров водяного столба (мы допускаем, что разность уровней между точками В и С пренебрежимо мала). То есть давление в точке С также равно 0,5 бар.



Манометр, установленный на том же уровне, что и выключенный насос, показывает высоту столба воды над насосом, то есть давление на входе в насос. При выключенном насосе никакой разности давлений не существует.

Теперь попробуем запустить насос. Прежде, чем читать дальше, подумайте, что должно произойти...

НАСОС РАБОТАЕТ

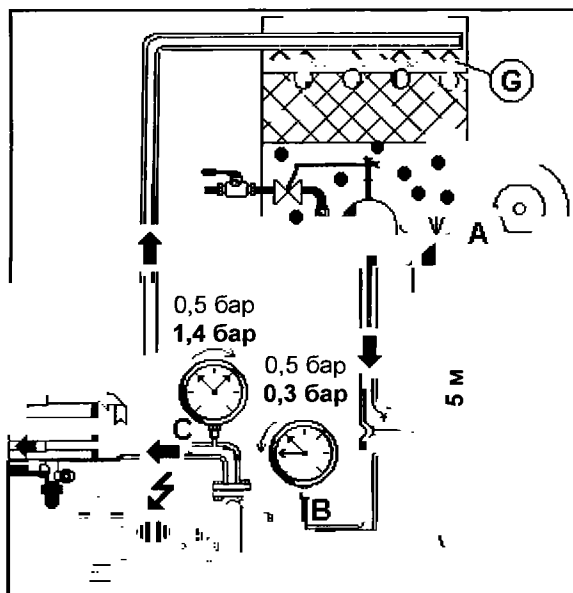


Рис. 76.2.

Давление, измеренное манометром в точке С, выросло с 0,5 бар (стояночное давление) до 1,4 бар, то есть повысилось на 0,9 бар.

Итак, давление на выходе из насоса должно быть достаточным для того, чтобы:

- ▶ с одной стороны, **поднять** воду с уровня А на уровень F (см. рис. 76.3), то есть **обеспечить требуемую высоту подъема**;
- ▶ с другой стороны, **преодолеть** сопротивление конденсатора, магистралей и форсунок оросителя.

Следовательно, сумма потерь давления в подающей части контура (от точки С до точки G) + высота подъема с уровня А на уровень F должны быть равны 0,9 бар.

Полные потери давления на нагнетании равны $\Delta P_{\text{нагн}} = 0,9$ бар.

Прирост давления между точками В и С, то есть повышение давления, обеспечиваемое насосом, составляет: $1,4 \text{ бар} - 0,3 \text{ бар} = 1,1$ бар.

Эту разность давлений, измеряемых на выходе из насоса и на входе в него, называют **напором насоса***. Заметим, что напор насоса равен $\Delta P_{\text{нагн}} (0,9 \text{ бар}) + \Delta P_{\text{всас}} (0,2 \text{ бар})$.



В гидравлическом контуре открытой градирни напор насоса равен сумме потерь давления в контуре + высота подъема.

* Используемые в данном разделе и далее термины не вполне соответствуют российской терминологии, поэтому при подготовке русского перевода книги мы старались, по возможности, корректировать отдельные понятия в соответствии с ГОСТ 17398. "Насосы. Термины и определения" (трим. ред.).

Давайте посмотрим, как изменятся давления на входе в насос и на выходе из него, если насос работает. Мы видим (см. рис. 76.2), что давление на входе в насос в точке В упало, а давление на выходе в точке С заметно выросло.

Кроме того, поскольку в контуре началось течение жидкости, обязательно появятся потери давления.

Давление, измеренное манометром в точке В, упало с 0,5 бар (давление при остановленном насосе) до 0,3 бар, то есть падение давления составило 0,2 бар.

Следовательно, потери давления между точками А и В (обусловленные потерями во всасывающей трубе и на фильтре) равны 0,2 бар.

Полные потери на всасывании равны $\Delta P_{\text{всас}} = 0,2$ бар.

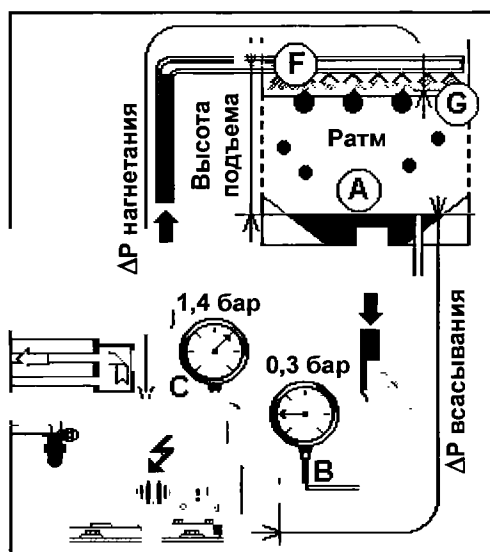


Рис. 76.3.

УЧИТЕСЬ ПРАВИЛЬНО ЧИТАТЬ ПОКАЗАНИЯ МАНОМЕТРОВ

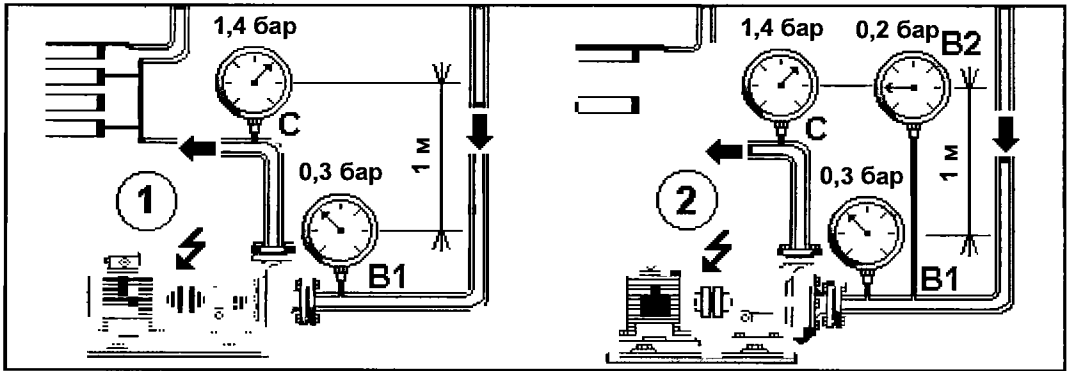


Рис. 76.4.

Если манометры установлены так, как показано на рис. 76.4 слева, то мы видим, что на входе в насос давление равно 0,3 бар, а на выходе – 1,4 бар, то есть разность давлений равна $1,4 - 0,3 = 1,1$ бар. Казалось бы, можно заключить, что напор насоса равен 1,1 бар, однако посмотрите внимательней...

Манометры стоят на разных уровнях. Разность уровней между точками В1 и С составляет 1 м.

Если манометр, измеряющий давление на входе в насос, поднять на тот же уровень, что и манометр С, то есть измерять давление в точке В2, то мы увидим, что его показание будет на 0,1 бар меньше, чем в точке В1. Это соответствует высоте водяного столба в 1 м, то есть разности высот между точками С и В1.

Следовательно, действительный напор насоса будет $1,4 \text{ бар} - 0,2 \text{ бар} = 1,2 \text{ бар}$ (а не 1,1 бар).



Каждый раз, когда нужно измерить разность давлений между точками, находящимися на разных высотах, обязательно следует делать поправку на разность уровней.

Примечание: результаты измерений будут достоверны только тогда, когда вы пользуетесь проверенными манометрами (например, показывающими 0 при атмосферном давлении), а диапазон измерений соответствует измеряемым величинам (измерить давление в 1,4 бар манометром с диапазоном 0...2 бара можно гораздо точнее, чем манометром с диапазоном 0...10 бар!)*.

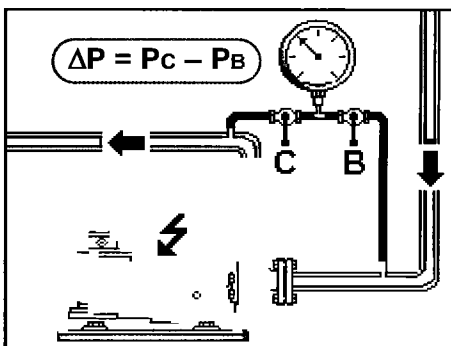


Рис. 76.5.

*Для того, чтобы измерить напор насоса, наиболее предпочтительно использовать схему с **ОДНИМ МАНОМЕТРОМ** (см. рис. 76.5): при такой схеме исключаются ошибки, обусловленные разностью уровней, а также разными значениями погрешностей измерения двух разных манометров.*

При закрытом вентиле В и открытом вентиле С измеряют давление в точке С (на выходе из насоса). При закрытом вентиле С и открытом вентиле В измеряют давление в точке В (на входе в насос).

Напор (давление) насоса $P_n = P_C - P_B$.

Такая схема является наилучшей, если манометр имеет достаточно высокий класс точности и его диапазон измерений соответствует измеряемым величинам давлений.

* В отечественной практике рекомендуется диапазон измерения выбирать таким образом, чтобы максимальное значение измеряемой величины составляло примерно 2/3 диапазона измерительного прибора (прим. ред.).

76.1. КОМПЛЕКСНОЕ УПРАЖНЕНИЕ 1

На рис. 76.6 указаны уровни различных точек гидравлического контура открытой градирни. Там же показаны места установки манометров, часть из которых показывает различные давления *при работающем насосе* (напомним, что 1 бар = 10 метров водяного столба).

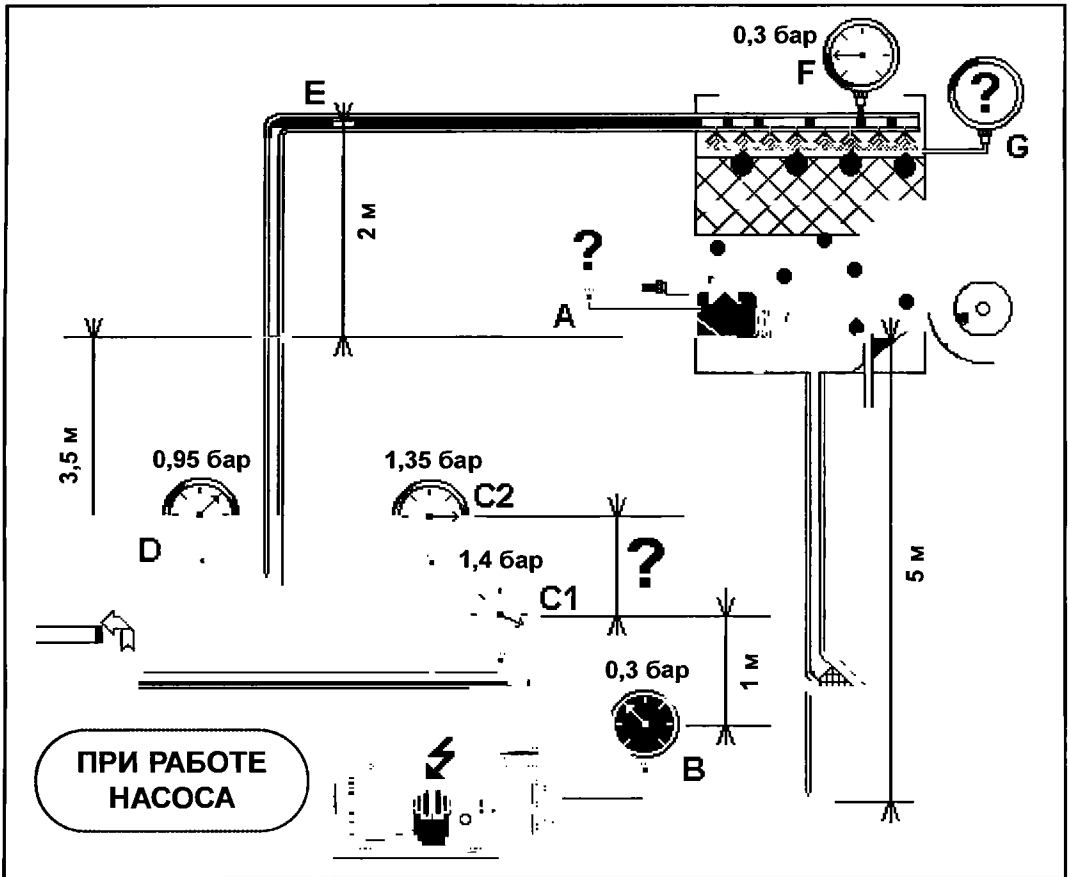


Рис. 76.6.

Перед тем, как читать дальше, попробуйте ответить на несколько вопросов:

- Какова разность уровней между манометрами C1 и C2?
- Какое давление должны показывать манометры, установленные в точках G и A?
- Каковы потери давления на конденсаторе?
- Каковы потери давления в подающей магистрали от точки D до точки F?
- Каковы потери давления на форсунках распылительного устройства градирни?
- Каковы полные потери давления в контуре?
- Чему равен напор насоса?

Решение на следующей странице...

а) Какова разность уровней между манометрами C1 и C2!

Манометры измеряют одно и то же давление, поскольку они врезаны в одно и то же место. Однако манометр C1 показывает давление на 0,05 бар (то есть на 0,5 м вод. ст.) больше, чем манометр C2 (см. рис. 76.7). Разность в показаниях обусловлена разностью высот между двумя манометрами.

Напомним: 1 бар = 10 м вод. ст., следовательно, 0,5 бар = 5 м вод. ст., а 0,05 бар = 0,5 м вод. ст.

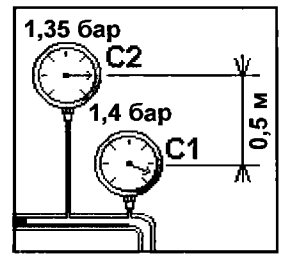


Рис. 76.7.

б) Какое давление должны показывать манометры, установленные в точках G и A!

В точке G, расположенной в нескольких сантиметрах ниже выхода из форсунок распылителя, вода находится под действием атмосферного давления. Точно такое же давление действует и в точке A над поверхностью воды в баке градирни (для любителей точности отметим, что на самом деле в точке A давление будет на несколько сантиметров водяного столба выше атмосферного вследствие работы вентилятора, однако никакой манометр, проградуированный в метрах водяного столба, не покажет этого увеличения).

Напомним, что обычные манометры проверяются таким образом, чтобы при атмосферном давлении их показание должно быть равно 0: следовательно, манометр, помещенный и в точку A, и в точку G, будет показывать 0 независимо от того, проградуирован он в барах или в метрах водяного столба (см. рис. 76.8).

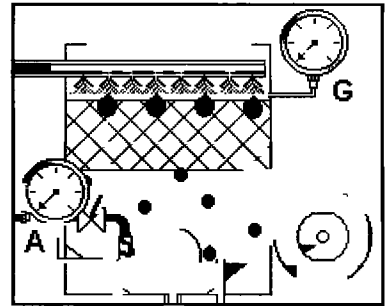


Рис. 76.8.

в) Каковы потери давления на конденсаторе!

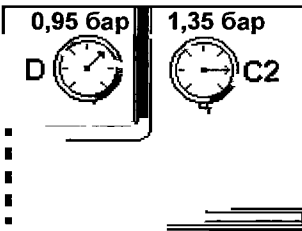


Рис. 76.9.

Два манометра C2 и D находятся на одном уровне, следовательно, поправка на разность уровней не требуется (см. рис. 76.9).

Вода заходит в конденсатор при давлении 1,35 бар и выходит из него при давлении 0,95 бар, следовательно, на преодоление гидравлического сопротивления трубок конденсатора расходуется $1,35 \text{ бар} - 0,9 \text{ бар} = 0,4 \text{ бар}$ (то есть 4 м вод. ст.). Иначе говоря, потери давления в конденсаторе составляют 0,4 бар.

г) Каковы потери давления в подающей магистрали от точки D до точки F!

Внимание: при измерении разности давлений корпуса манометров обязательно должны находиться на одном уровне. Следовательно, манометры в точках D и F должны быть размещены строго на одной горизонтали (см. рис. 76.10).

Манометр D при его расположении на одном уровне с входом в конденсатор показывает давление 0,95 бар (9,5 м вод. ст.). Если корпус манометра установить в точке D2, то есть на 5,5 м выше, он будет показывать только: $9,5 - 5,5 = 4 \text{ м вод. ст.}$ (или 0,4 бар).

Следовательно, в нашем примере потери давления в магистрали между точками D и F составят $P_{D2} - P_F = 0,4 \text{ бар} - 0,3 \text{ бар} = 0,1 \text{ бар}$ (или 1 м вод. ст.).

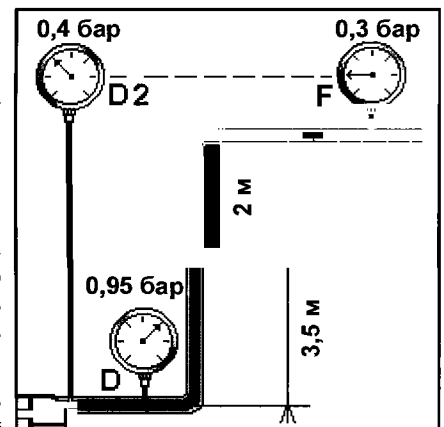


Рис. 76.10.

д) Каковы потери давления на форсунках распылительного устройства градири?

Отвечая на вопрос б), мы пришли к выводу, что в точке G, то есть на выходе из форсунок, давление равно атмосферному, или 0 бар. Однако вода поступает на вход в форсунки распылителя при давлении 0,3 бар (см. рис. 76.11).

Следовательно, потери давления на форсунках составляют 0,3 бар (или 3 м вод. ст.).

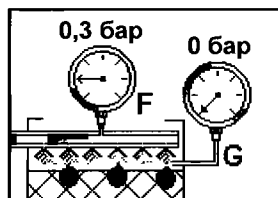


Рис. 76.11.

е) Каковы полные потери давления в контуре?

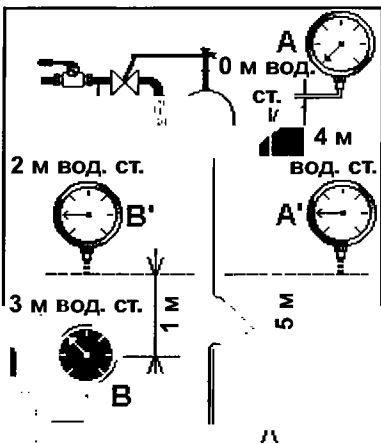


Рис. 76.12.

В начале настоящего раздела мы установили, что полные потери давления в гидравлическом контуре открытой градири равны сумме всех потерь давления + высота подъема жидкости. Для упрощения все давления будем указывать в метрах водяного столба.

Начнем с определения потерь давления во всасывающей магистрали между точками A и B (см. рис. 76.12). Внимание! Чтобы померить разность давлений между двумя точками гидравлического контура, необходимо обязательно разместить корпуса манометров на одном и том же уровне. Манометр A показывает 0 м вод. ст. Если манометр переместить в точку A' на 4 метра ниже, то он будет показывать 4 м вод. ст.

Манометр B показывает 3 м вод. ст. (0,3 бар). Если манометр B поднять на 1 м вверх в точку B', то он будет показывать 2 м вод. ст. Тогда потери давления во всасывающей магистрали на участке от точки A до точки B можно найти как разность $PA' - PB' = 4 - 2 = 2$ м вод. ст.

Примечание. При выключенном насосе манометр на входе в насос в точке B показывает 5 м вод. ст. При работающем насосе этот же манометр показывает 3 м вод. ст. Откуда берется падение давления на 2 м вод. ст. при работе насоса, если не из-за потерь давления на участке A-B?

Теперь оценим потери давления в подающей магистрали на участке от выхода из насоса (точка C) до выхода из форсунок распылителя (точка G). Манометр в точке C показывает 14 м вод. ст., этот же манометр, поднятый на 6 м вверх в точку C', на уровень манометра G, будет показывать 8 м вод. ст. (см. рис. 76.13). Следовательно, потери давления между точками C и G составляют $PC' - PG = 8 - 0 = 8$ м вод. ст.

Полные потери давления в контуре = $\Delta P_{всас} + \Delta P_{нагн} = 2 + 8 = 10$ м вод. ст. Напомним, что потери давления обусловлены трением воды о стенки труб и гидравлическим сопротивлением фильтра, конденсатора и форсунок.

ж) Чему равен напор насоса?

Напор насоса = $PC - PB'$ (манометры должны стоять на одном уровне) = $14 - 2 = 12$ м вод. ст.

В начале раздела мы уже говорили о том, что в гидравлическом контуре открытой градири напор насоса равен сумме потерь давления в контуре + высота подъема. На рис. 76.13 видно, что это соотношение полностью справедливо: напор насоса = полные потери давления (10 м вод. ст.) + высота A-E (2 м), то есть 12 м вод. ст.

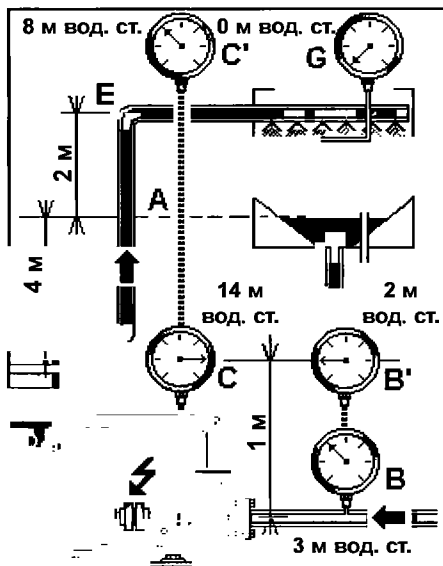


Рис. 76.13.

76.2. КОМПЛЕКСНОЕ УПРАЖНЕНИЕ 2

Попробуйте усовершенствовать свои знания, рассматривая схему на рис. 76.14.

Открытая градирня установлена на крыше здания на высоте 60 м над входом в конденсатор (длины горизонтальных участков гидравлического контура пренебрежимо малы).

Будем считать, что полные потери давления в трубопроводах и арматуре составляют 15 мм водяного столба на погонный метр трубы.

Потери давления в конденсаторе равны 2,5 м вод. ст., на форсунках распылителя – 1 м вод. ст.

1) Что будут показывать манометры, установленные в точках В и С контура при выключенном насосе?

2) Чему равен напор насоса?

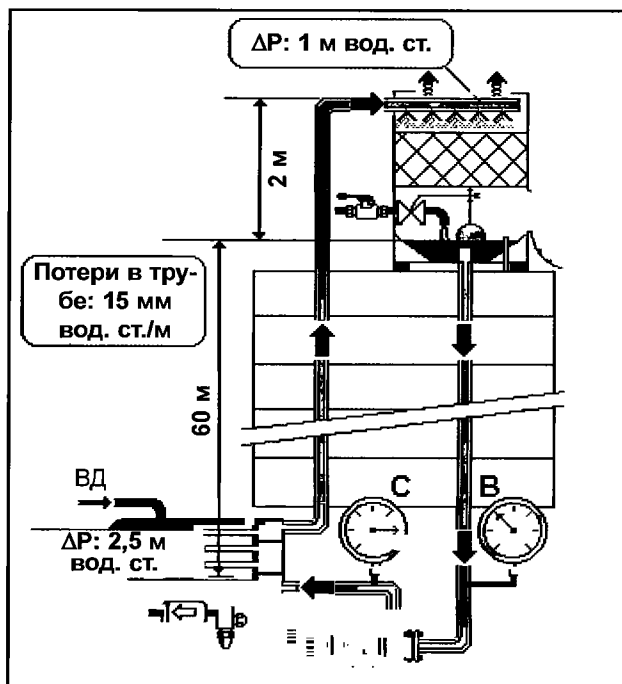


Рис. 76.14.

Решение упражнения 2

1) Что показывают манометры в точках В и С при выключенном насосе?

При выключенном насосе уровень воды в подающей магистрали в точности равен уровню воды в баке градирни (согласно закону сообщающихся сосудов).

Манометр В будет показывать давление столба воды, находящегося над ним, то есть 60 м вод. ст. или 6 бар.

Манометр С, находящийся на том же уровне, будет показывать такое же давление.

2) Чему равен напор насоса?

- ▶ $\Delta P_{\text{контура}} = \Delta P_{\text{труб}} + \Delta P_{\text{конденсатора}} + \Delta P_{\text{форсунок}}$.

Расчет потерь давления в трубах $\Delta P_{\text{труб}}$: Потери давления в трубах появляются только при работе насоса (наличии расхода). Длина подающей магистрали 62 м, длина всасывающей магистрали 60 м, то есть полная длина труб контура 122 м. При потерях 15 мм вод. ст. на погонный метр трубы получим $122 \times 15 = 1830$ мм вод. ст. или 1,8 м вод. ст.

Тогда полные потери давления $\Delta P_{\text{контура}} = 1,8$ м вод. ст (трубы) + 2,5 м вод. ст. (конденсатор) + 1 м вод. ст. (форсунки) = 5,3 м вод. ст.

- ▶ Напор насоса = $\Delta P_{\text{контура}} + H_{\text{г}}$ (высота подъема открытой градирни). Следовательно, напор насоса $P_{\text{нас}} = 5,3 + 2 = 7,3$ м вод. ст.

Дополнительный вопрос № 1: Каким должен быть напор насоса, если градирня установлена согласно схеме на рис. 76.15?

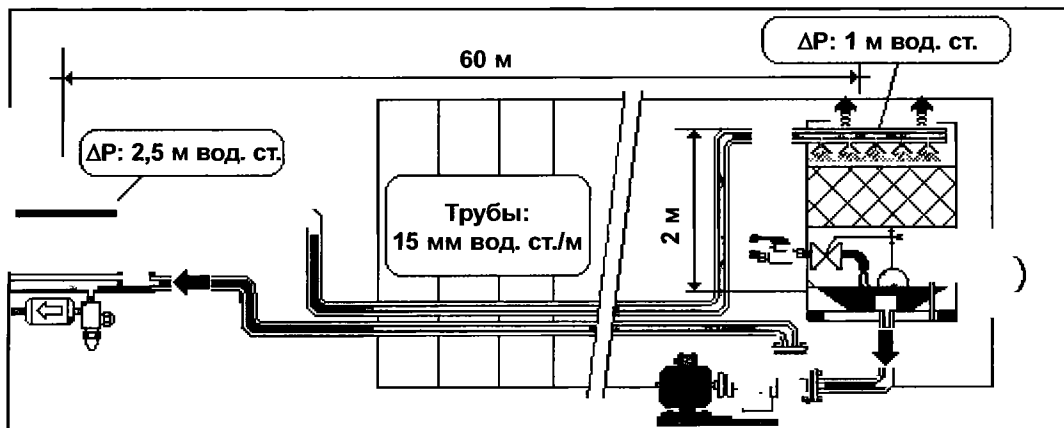


Рис. 76.15.

При том же конденсаторе, той же длине труб и с теми же форсунками потери давления останутся точно те же, что и в предыдущем примере. Поскольку высота подъема $H_{г}$ также осталась неизменной (2 метра), то и требуемый напор насоса останется тем же.

Высота здания не влияет на результаты расчета. Независимо от того, вертикальные трубопроводы или горизонтальные, потери давления на трение и местные сопротивления остаются неизменными.

Дополнительный вопрос № 2: Каким должен быть напор насоса, если вместо открытой градирни использовать сухую градирню (см. рис. 76.16)?

При почти той же длине труб и с теми же потерями давления на трение в трубах 15 мм вод. ст./м имеем: $120 \times 15 = 1800$ мм вод. ст. = 1,8 м вод. ст. Полные потери давления в контуре сухой градирни $\Delta P_{\text{конт}} = 1,8$ м вод. ст. (трубы) + 2,5 м вод. ст. (конденсатор) + 3 м вод. ст. (сухая градирня) = 7,3 м вод. ст.

Однако на этот раз напор насоса равен полным потерям давления в контуре: у сухой градирни отсутствует составляющая высоты подъема, поскольку контур закрытый.

Следовательно, напор насоса должен быть равен 7,3 м вод. ст.

ПРИМЕЧАНИЯ:

Столб воды высотой 60 м создает давление 6 бар (10 м вод. ст. = 1 бар, это приближенное значение всегда используется на практике).

Гликолевые растворы имеют плотность несколько выше, чем плотность воды (при концентрации гликоля 30% по массе плотность раствора равна 1040 кг/м³ вместо 1000 кг/м³ для чистой воды).

Поэтому давление, создаваемое столбом водного раствора гликоля высотой 60 м, будет несколько выше 6 бар (в данном случае это было бы 6,2 бар).

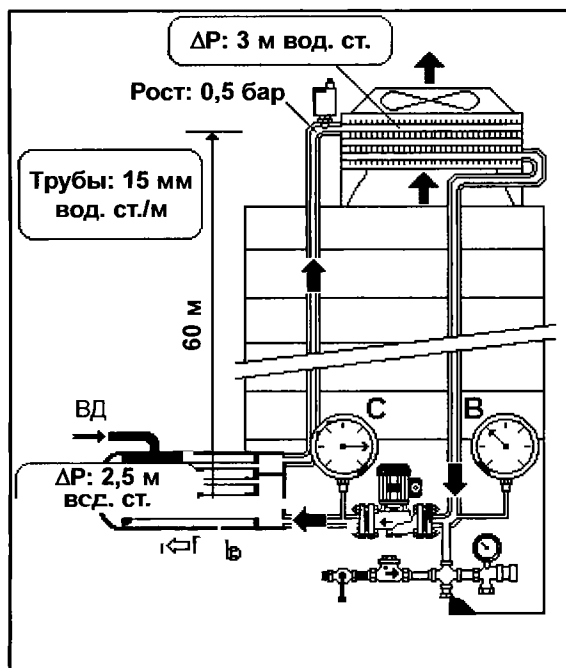


Рис. 76.16.

При остановке насоса сухой градирни давление в верхней части ее контура должно быть, как минимум, 0,5 бар (см. раздел 74).

Следовательно, после выключения насоса сухой градирни манометры В и С будут показывать давление столба гликолевого раствора + давление остановки Рост, или $6,2 \text{ бар} + 0,5 \text{ бар} = 6,7 \text{ бар}$.

Предохранительный клапан и расширительный бачок должны быть подобраны таким образом, чтобы выдерживать давление выше этого. Если расширительный бачок, предохранительный клапан и насос установлены на крыше здания, рабочее давление этих элементов может быть заметно снижено.

Контур гликолевого раствора не собирается без предварительных расчетов: он должен быть спроектирован заранее (см. раздел 99). В зависимости от типа гликоля, его концентрации и рабочих температур потери давления в таком контуре могут возрастать на 60%! В любом случае, при росте концентрации гликоля расход по контуру начнет падать: если это не было просчитано заранее, падение расхода может привести к серьезным неприятностям!

ЧТО ПРОИЗОЙДЕТ, ЕСЛИ НА ВХОДЕ В НАСОС НЕ БУДЕТ ДАВЛЕНИЯ?

Рассмотрим случай, когда насос установлен на том же уровне, что и градирня (см. рис. 76.17).

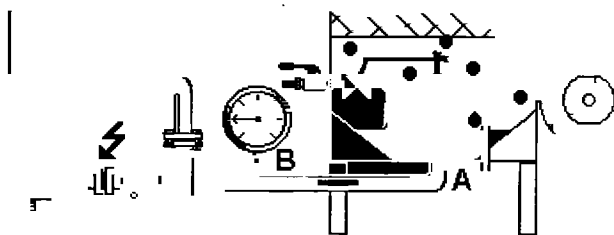


Рис. 76.17.

При выключенном насосе давление в точке В равно высоте уровня воды в баке, которая примерно равна 0,5 м, то есть 0,05 бар.

При запуске насоса, поскольку длина участка А-В очень небольшая, потери давления на этом участке будут пренебрежимо малы и давление в точке В практически не изменится: оно будет чуть выше атмосферного давления.

76.3. УПРАЖНЕНИЕ 3. Кавитация насоса

На практике насос редко располагают в непосредственной близости от градирни: как правило, его устанавливают в каком-либо техническом помещении, находящемся от градирни на значительном удалении.

На трубе, соединяющей градирню и насос, имеются вентили, повороты и т.д. Более того, очень часто на входе в насос устанавливают фильтр для защиты и насоса и контура от загрязнений. В результате потери давления на подводящей магистрали при работе насоса уже нельзя считать пренебрежимо малыми.

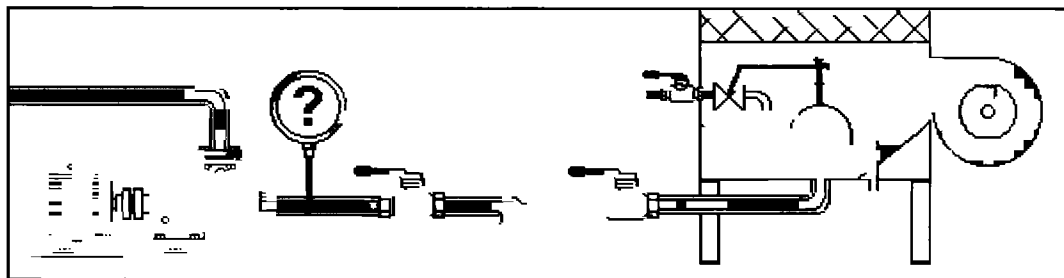


Рис. 76.18.

На рис. 76.18 насос выключен. Как по-вашему, что произойдет, когда он запустится?

Решение упражнения 3

Чтобы лучше понять, что при этом произойдет, представим себе, что потери давления на участке А-В очень небольшие, например, не более 0,2 бар.

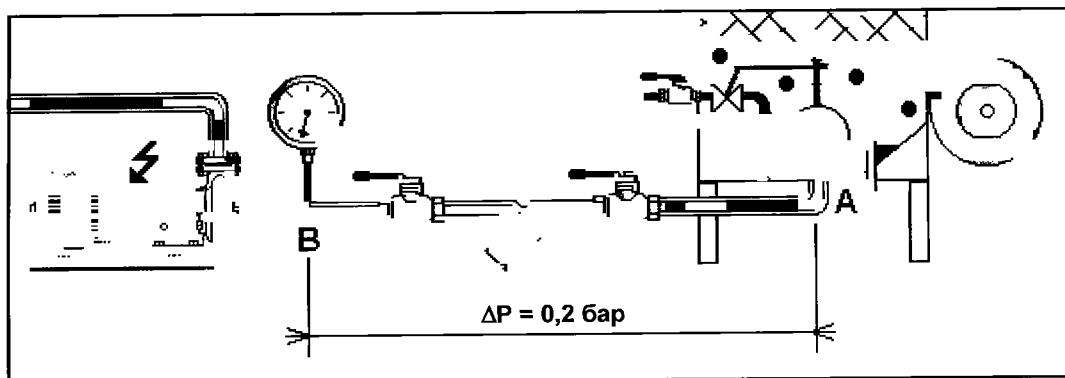


Рис. 76.19.

При выключенном насосе расхода жидкости, а следовательно, и потерь давления нет. Тогда давление на входе в насос будет равно высоте воды в баке гидростанции, которую можно принять равной 0,5 м (то есть 0,05 бар).

Как только насос включится, давление в точке В упадет до $0,05 \text{ бар} - 0,2 \text{ бар} = -0,15 \text{ бар}$! То есть давление станет ниже атмосферного.

Таким образом, при работе насоса давление на входе в него упадет ниже атмосферного давления. С другой стороны, по мере засорения фильтра потери давления на участке А-В еще больше вырастут и давление в точке В еще больше понизится.



При таком режиме работы может возникнуть очень опасное явление, называемое кавитацией. Кавитация – это явление, которое приводит к падению расхода и может вызвать серьезные разрушения крыльчатки насоса.

Поговорим об этом подробнее в следующем разделе...

77. КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ

Центробежный насос предназначен для перекачки жидкостей, а не газов. Однако в гидравлическом контуре вода может иногда находиться и в паровой, и в жидкой фазе. Переход воды в состояние пара может привести к появлению серьезных проблем. Напомним, что при атмосферном давлении вода кипит при 100°C . Впрочем, глагол “кипит” вовсе не означает, что воду обязательно нужно нагревать, чтобы она закипела.

Мы знаем что понижая давление с помощью вакуумного насоса можно добиться кипения воды при температуре ниже 100°C (см. раздел 1). Между прочим, это хорошо известное явление широко используется при осушке холодильного контура (см. раздел 56).

Рассмотрим связь “температура-давление” для воды (см. рис. 77.1). Если избыточное давление равно $-0,95$ бар, то есть абсолютное давление равно $0,05$ бар, то вода будет кипеть уже при температуре 30°C .

Это означает, что при абсолютном давлении ниже $0,05$ бар вода будет кипеть и при температуре ниже 30°C . Все это замечательно, если мы хотим осушить холодильный контур, однако это может оказаться настоящей катастрофой для трубопровода, по которому мы перекачиваем воду.

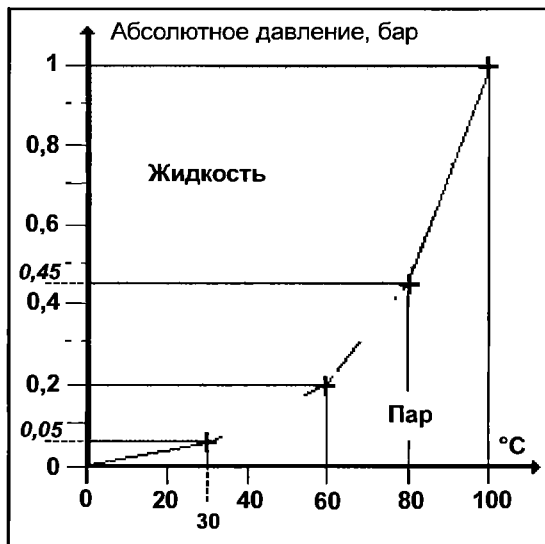


Рис. 77.1.

Как работает центробежный насос!

Чтобы понять, как работает центробежный насос, представим себе гибкий шланг, одним концом опущенный в стакан с водой (см. рис. 77.2). Если шланг очень быстро изогнуть в плоскости рисунка, появится центробежная сила, которая приведет к разрежению внутри шланга и подъему жидкости от точки А к точке В.

Поступая в точку С, вода будет выплескиваться под давлением: мы получим “эффект пращи”.

Чем длиннее шланг и чем быстрее он изгибается, тем больше центробежная сила и тем больше будет давление, создаваемое в точке С.

Как следует из названия, работа центробежного насоса основана на таком же явлении.

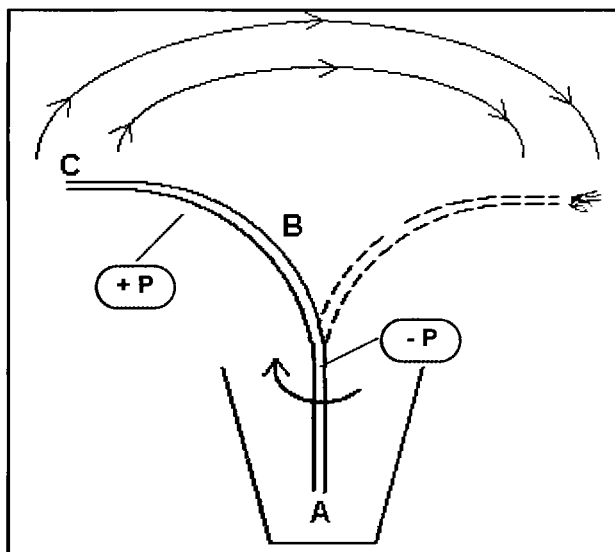


Рис. 77.2.

Как меняется давление в крыльчатке насоса!

При работе насоса давление воды по мере ее продвижения по крыльчатке меняется.

На всасывании между точками 1 и 4 (см. рис. 77.3) лопатки крыльчатки создают разрежение. Далее, когда вода начинает двигаться перпендикулярно оси насоса, она испытывает давление под действием центробежной силы между точками 5 и 6.

Под этим давлением вода выплескивается с крыльчатки насоса в точке 6, точно так же, как камень вылетает из пращи.

Чем быстрее вращается крыльчатка и чем больше ее диаметр, тем больше будет центробежная сила и тем выше будет давление в точке 6.

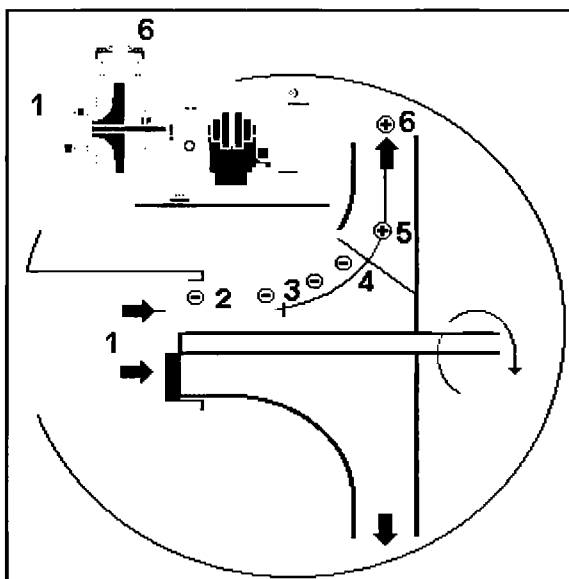


Рис. 77.3.

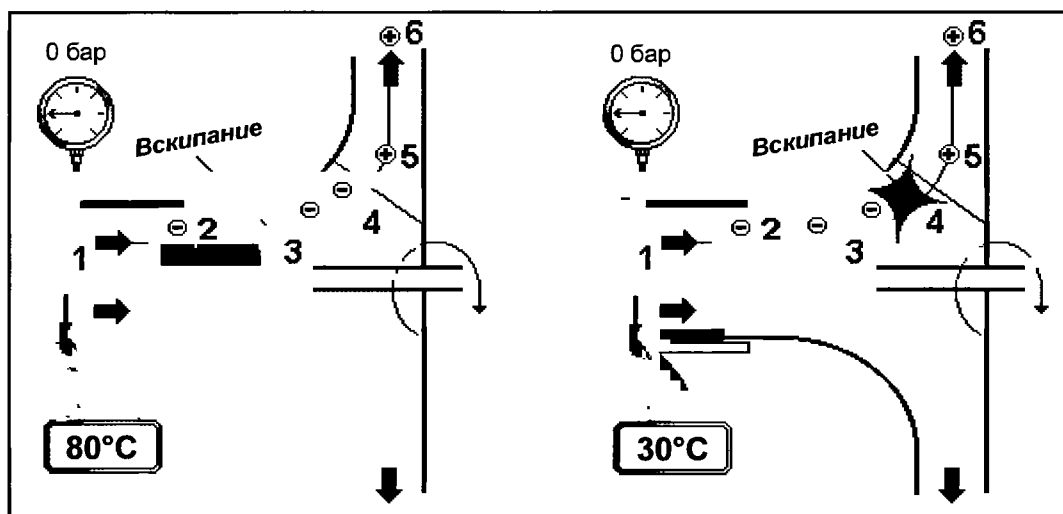


Рис. 77.4.

Теперь представим, что на всасывающей фланец насоса вода поступила нагретой до 80°C при избыточном давлении 0 бар (см. рис. 77.4). По мере продвижения воды давление начнет падать и, если когда-нибудь, например, при подходе к точке 3, абсолютное давление упадет до 0,45 бар, то, как показывает кривая на рис. 77.1, вода начнет вскипать! Если температура воды на входе в насос равна 30°C, а избыточное давление так же равно 0 бар, то вскипание воды произойдет при понижении абсолютного давления менее 0,05 бар, например, в точке 4. Однако и в том, и в другом случаях, если давление на входе в насос будет более высоким, то и в крыльчатке насоса оно тоже повысится, а значит опасность вскипания воды в насосе будет гораздо меньше.



Опасность вскипания воды в насосе тем выше, чем ниже ее давление на входе в насос, и чем выше ее температура.

В чем заключается опасность вскипания воды в крыльчатке?

Чтобы оценить последствия возможного вскипания воды в крыльчатке насоса, вспомним очень существенную разницу между плотностью жидкости и пара (см. раздел 1).

Для воды, например, одна капля может произвести примерно 1 л пара: то есть маленькая капля воды, вскипев, произведет столько пара, что им будет занят весь внутренний объем крыльчатки (см. рис. 77.5, верхняя схема).

Итак, первая неприятность состоит в том, что если насос вместо жидкости начнет всасывать пар, то расход резко упадет. Но это еще не все!

Как холодильщики, мы знаем, что рост давления приводит к конденсации пара, и этот факт мы используем в наших конденсаторах. Однако то же самое произойдет, когда пар, образовавшийся в результате вскипания воды на входе в крыльчатку, попадет в зону высокого давления (точка 5 на рис. 77.3). В этот момент пар резко конденсируется и объем, который он занимал, стремительно уменьшится (см. рис. 77.5, нижняя схема). Это резкое уменьшение объема создаст внезапный вакуум вокруг капли, образовавшейся на месте паровой каверны, и последующее “схлопывание” жидкости, сопровождаемое гидравлическим ударом.

Такие удары начинают следовать с высокой частотой один за другим и вызывают серьезные повреждения: эрозию лопаток, вырывание из них кусочков металла и разрушение насоса. Шум, который при этом издает насос, похож на тот, как если бы в него попала галька или мелкие камни.

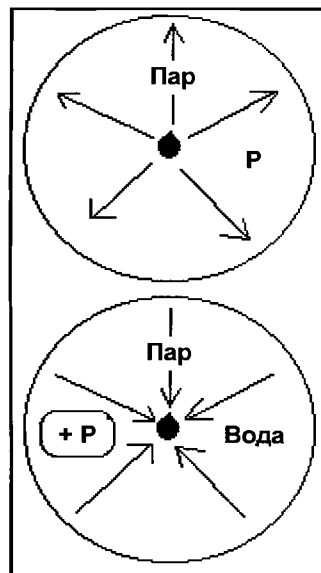


Рис. 77.5.

⊗ Если насос работает в режиме кавитации (кавитирует), расход воды через него резко падает и крыльчатка очень быстро разрушается.

Когда возникает опасность кавитации?

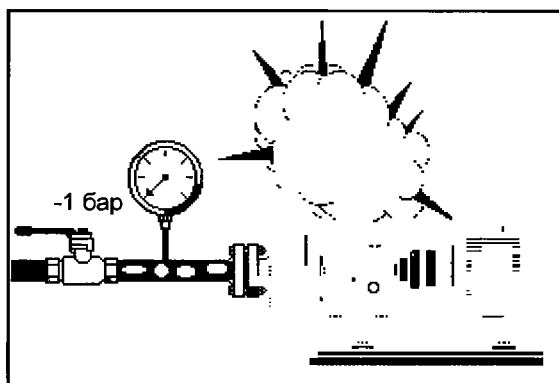


Рис. 77.6.

Мы уже говорили, что чем выше температура воды и ниже ее давление на входе в насос, тем больше опасность кавитации.

Если перекрыт вентиль на входе в насос или забит фильтр, установленный на всасывании, давление на входе в крыльчатку начинает падать.

В результате оно становится ниже атмосферного и даже при температуре воды 20°C (в соответствии с характеристиками насоса) возникает опасность кавитации (см. рис. 77.6).

⊗ Никогда не включайте насос при закрытом вентиле на входе в него: вы рискуете рано или поздно вывести насос из строя.

Примечание. В воде в растворенном виде присутствуют микроскопические воздушные пузырьки. Кроме того, при заливке контура в него также попадает и воздух. Этот воздух, растворенный в воде, не может быть полностью удален из контура, особенно из закрытого контура, например, когда неудачно расположены или неправильно подобраны дренажные камеры

Мы уже видели, что давление воды на участке крыльчатки от точки 1 до точки 4 падает (см. рис. 77.7). Падение давления приводит к выделению из воды растворенного в ней воздуха и число воздушных пузырьков увеличивается. Затем эти пузырьки сливаются друг с другом и образуют более крупные пузыри*.

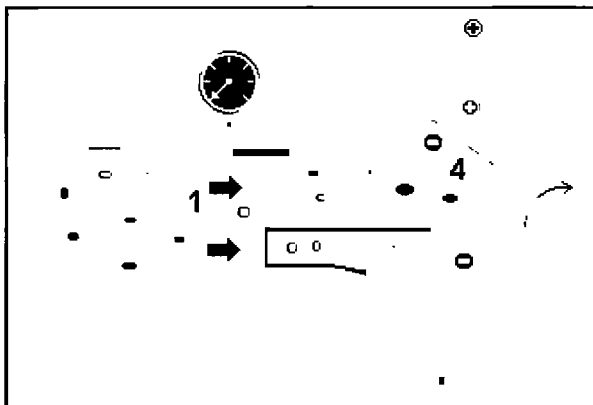


Рис. 77.7.

Далее эти пузыри двигаются к выходу из крыльчатки и попадают в зону 5, где давление заметно повышается. В результате пузыри уменьшаются в объеме и воздух, который в них содержится, вновь растворяется в воде. Многочисленные изменения объемов пузырей, так же, как и кавитация, приводят к возникновению гидравлических ударов, генерируют нежелательные шумы, вызывают снижение расхода и способствуют коррозии и преждевременному износу оборудования.

Еще раз напоминаем, что давление в любой точке гидравлического контура не должно падать ниже атмосферного давления.

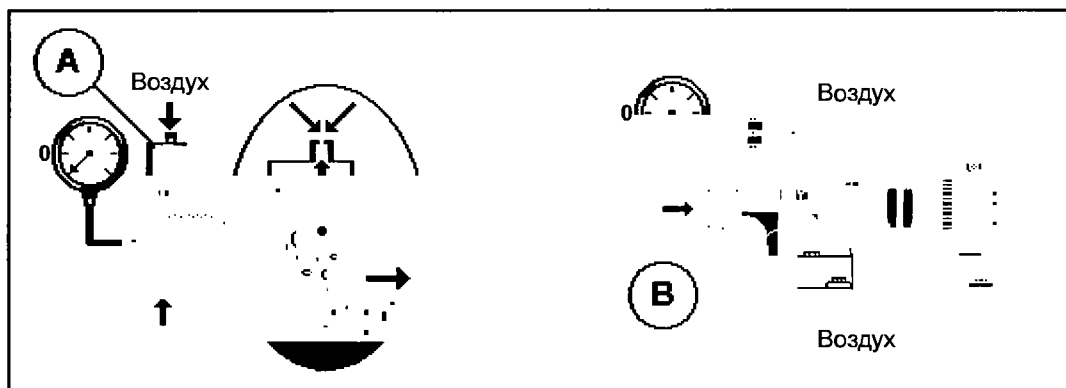


Рис. 77.8.

Действительно, слишком низкое давление в контуре может привести к подосу атмосферного воздуха либо через автоматический дренажный клапан (*ноз. А на рис. 77.8*), либо через уплотнение приводного вала насоса (*ноз. В*).

Дополнительную информацию по этому вопросу при желании вы сможете найти в разделе 93.6.

* В отечественной литературе процесс слияния газовых (воздушных) пузырей получил название коалесценции (*прим. ред.*).

78. ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ НАСОСА

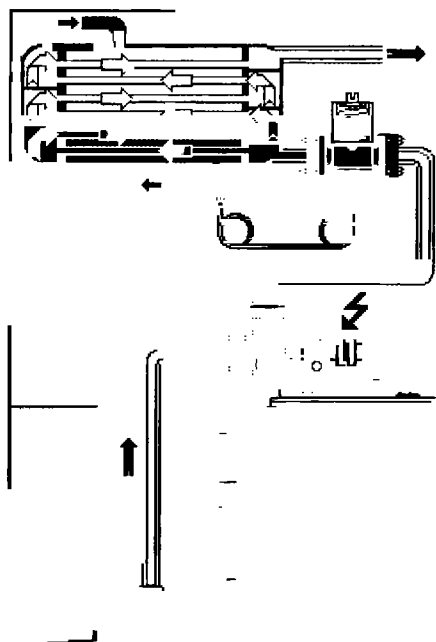


Рис. 78.1.

Мы уже говорили, что в некоторых случаях для работы конденсаторов водяного охлаждения средней и даже большой производительности может использоваться проточная вода, отбираемая из скважины (колодца), реки или моря.

Холодильные агрегаты при этом размещаются в машинных залах, которые, как правило, расположены выше уровня воды. Для того, чтобы воду подать в конденсатор, ее необходимо забрать с уровня, лежащего ниже входа в насос (см. рис. 78.1).

Это довольно сложная задача, для решения которой нужно ответить на ряд вопросов:

- ▶ Где лучше расположить насос?
- ▶ С какой глубины насос сможет поднимать воду?
- ▶ С какими проблемами при этом можно столкнуться?

Напомним, что такое всасывание жидкости

Для того, чтобы понять, что такое всасывание, давайте сядем за столик кафе и закажем фруктовый сок, который начнем смаковать с помощью соломинки (см. рис. 78.2). Мы всасываем сок через соломинку, он поднимается из бокала и попадает к нам в рот. Но почему это происходит, вы можете объяснить?

Движущей силой, которая помогает соку подняться по соломинке, является атмосферное давление.

Атмосферное давление P_a давит на поверхность сока в стакане. Всасывая его через соломинку, мы создаем внутри нее разрежение P_1 , которое помогает соку подниматься.

Таким образом, явление объясняется просто созданием разности давлений: $\Delta P = P_a - P_1$.

Без атмосферного давления втягивать сок через соломинку было бы невозможно.

Правда, есть и еще один путь. стакан нужно герметично закупорить и подать в него под давлением какой-либо газ.

Такой способ используют при розливе пива...

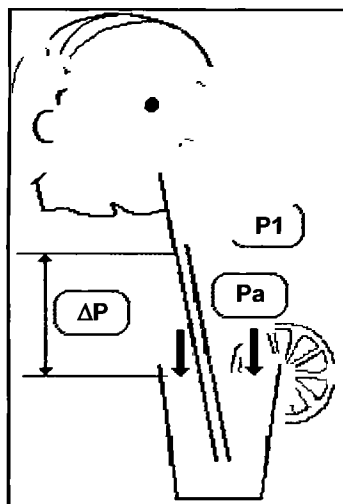


Рис. 78.2.

Розлив пива, как правило, производят из бочек, расположенных в подвалах баров. Схема, представленная на рис. 78.3, поясняет, каким образом пиво поднимается к разливному крану, находящемуся за стойкой бара. Газ подается внутрь бочки под давлением P_2 , превышающим атмосферное давление (например, 2 бара абсолютного давления).

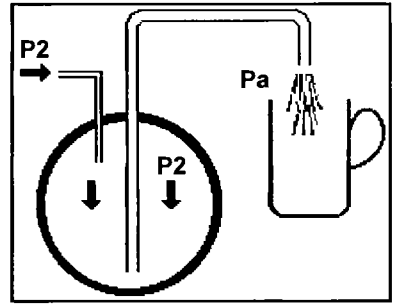


Рис. 78.3.

В баре за стойкой царит атмосферное давление $P_a = 1$ бар абсолютного давления. Перепад давлений $\Delta P = P_2 - P_a$ позволяет пиву подниматься вверх и под давлением наполнять кружку.

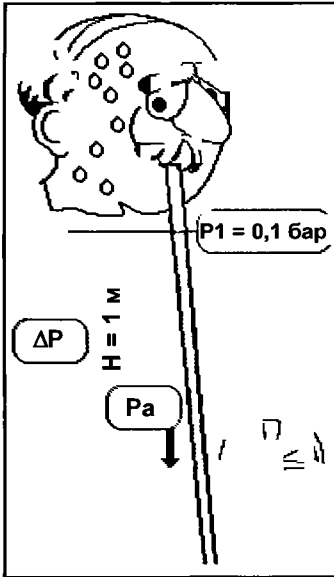


Рис. 78.4.

На какую высоту можно поднять жидкость?

Если у вас очень мощные легкие, вы можете взять соломинку длиной около метра и начать смаковать сок стоя (см. рис. 78.4). Вы должны будете сделать очень глубокий вдох, но не надейтесь создать разрежение меньше $-0,1$ бар. Создавая разрежение $-0,1$ бар, можно поднять жидкость на высоту около 1 м (если это вода).

Чтобы создать более сильное разрежение, возьмем, например, вакуумный насос. На какую же высоту он поднимет жидкость: 5 м, 10 м, 20 м, 100 м?

Давайте возьмем очень высокопроизводительный вакуумный роторный насос (см. рис. 78.5).

Соединим несколько таких насосов последовательно, чтобы попытаться достичь вакуума, близкого к абсолютному нулю.

Сможем ли мы тогда поднять воду на высоту 100 м, 200 м и даже больше?

0 бар абсолютн.

20 м?

100 м?

200 м?

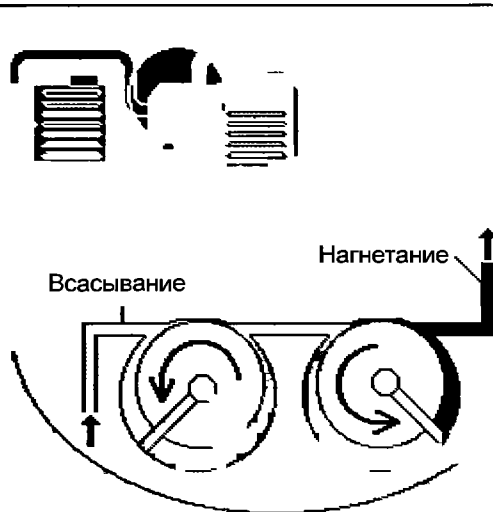


Рис. 78.5.

Немного об атмосферном давлении

В общем случае давление вызывается взаимодействием твердых, жидких или газообразных тел*. Например, чем больше газа закачивают в герметичный сосуд, тем выше в нем становится давление.

Наиболее известное применение этого явления – автомобильная шина. В отсутствии материальных частиц никакого давления не будет. В частности, в космическом пространстве, где очень мало частиц, давление близко к абсолютному вакууму.

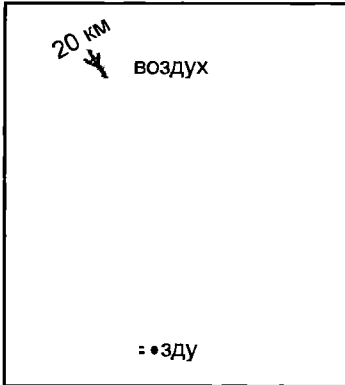


Рис. 78.6.

Абсолютный вакуум характеризуется полным отсутствием материальных частиц (газа или жидкости, в зависимости от того, что нас интересует): в этом случае мы говорим, что абсолютное давление равно нулю.** Атмосферное давление обусловлено силой веса воздушного слоя, который окружает Землю (см. рис. 78.6). Основная масса воздуха атмосферы простирается до высоты около 20 км.

На практике это давление равно примерно 10^5 Н/м² или около 1 бар на уровне моря, что эквивалентно давлению столба воды высотой 10,33 м (округленно считают 10 м). Безусловно, чем выше мы поднимаемся в воздушном слое над поверхностью Земли, тем меньше становится атмосферное давление. На высоте 2000 м атмосферное давление составляет только 0,77 бар.

Таким образом, минимально возможное давление соответствует полному отсутствию вещества, то есть отсутствию атмосферного давления. Тогда считают, что избыточное давление, то есть превышение давления по отношению к атмосферному, равно -1 бар (или 0 бар абсолютных).

Ниже абсолютного нуля давления быть не может, так как из ничего нельзя отнять ничего: давления -2 бар или -3 бар не существует!



Никакое давление не может быть ниже абсолютного нуля.

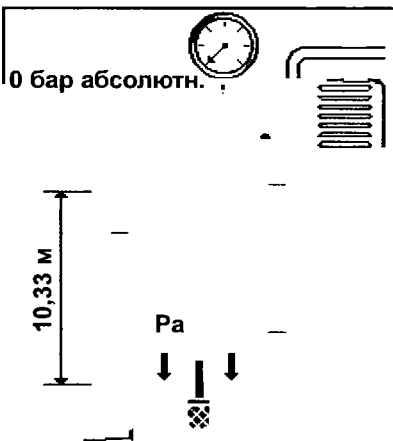


Рис. 78.7.

Геперь вернемся к нашей установке и рассмотрим насос, который должен поднимать воду из колодца (см. рис. 78.7).

В колодце на воду действует атмосферное давление. Когда насос создает разрежение в погруженной в воду трубе, это давление заставляет воду подниматься вверх. Отсюда следует, что даже если на входе в насос создать давление, равное абсолютному нулю (что невозможно), вода не поднимется выше, чем на 10,33 м.



Даже если бы насос мог создать абсолютный вакуум, высота подъема воды выше 10,33 м невозможна!

Никакой, даже самый совершенный насос, не сможет всасывать воду из колодца, уровень воды в котором расположен ниже уровня входа в насос на 10,33 м.

В реальности же эта разность уровней ограничена еще больше. Каким бы совершенным ни был насос, его высота всасывания ограничена 6...7 м. Сейчас мы покажем, почему это так.

Попытайтесь додуматься до этого сами, прежде чем читать дальше?

* В отечественной технической литературе давление определяется как нормальная составляющая взаимодействия двух тел или воздействия одной части тела на другую (см., например, Краткий политехнический словарь. ГИТТЛ. – М.: 1956 г. – 1136 с.) (прим. ред.).

** Абсолютный нуль давления принципиально недостижим (прим. ред.).

Почему насос не может всасывать воду с уровня ниже 6...7 м?

1°) Влияние атмосферного давления.

Мы уже говорили о том, что атмосферное давление зависит от высоты местности. Именно оно является движущей силой, обеспечивающей подъем воды в трубе.

На высоте 2000 метров атмосферное давление не больше, чем 0,77 бар.

Таким образом, насос, установленный на поверхности колодца, находящегося на этой высоте, не сможет поднять воду с уровня более 7,7 м.

Следовательно, при подборе насоса необходимо учитывать высоту местности (см. рис. 78.8).

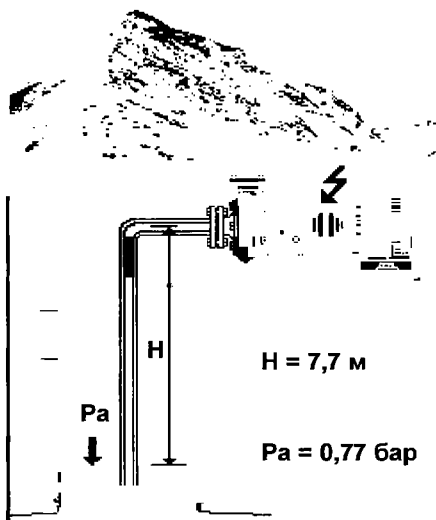


Рис. 78.8.

2°) Влияние потерь давления.

Прежде всего, попробуем объяснить, что такое сетка с обратным клапаном* и в чем заключается ее назначение. Допустим, что насос работает и обеспечивает заданный расход жидкости.

В какой-то момент насос выключили. Что при этом произойдет?

Насос больше не создает разрежения и вода, которая находится во всасывающей трубе, начнет сливаться обратно в колодец.

В результате труба опустошится. При последующем запуске, перед тем, как вода поднимется к крыльчатке, насос должен вначале создать разрежение воздуха, попавшего в трубу после того, как из нее слилась вода.

Однако большинство насосов не способно самозаполняться таким образом.**

Вместе с тем, длительная работа или слишком частое включение-выключение насоса, работающего "вхолостую" грозит серьезными поломками.

Следовательно, после остановки насоса необходимо обеспечить такие условия, при которых и во всасывающей трубе, и в корпусе насоса оставалась бы жидкость. При последующем запуске это позволит насосу быстро выйти на режим.



Рис. 78.9.

Может быть, для решения данной проблемы нужно просто попытаться залить воду в насос через специально предусмотренное с этой целью отверстие в его корпусе?

Но насколько реально выполнима такая операция, представленная на рис. 78.9?

* В некоторых источниках этот элемент называют "кольцо опускной (погружной) трубы" (прим. ред.).

** Тем не менее, существуют так называемые самовсасывающие насосы, обеспечивающие самозаполнение подводящего трубопровода жидкой средой (прим. ред.).

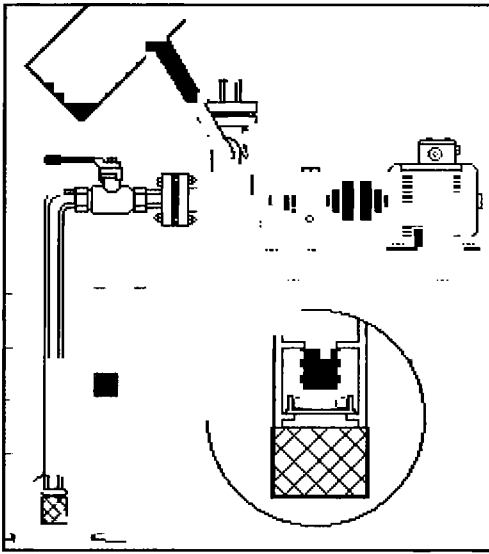


Рис. 78.10.

По большому счету, без дополнительных устройств такая операция ни к чему не приведет, поскольку вся вода, которую мы будем заливать в насос, стечет обратно в колодец!

Чтобы вода осталась в трубе, нужно на конце трубы, в той ее части, которая опущена в воду, установить обратный клапан (см. рис. 78.10). Тогда после каждой остановки вода оставалась бы в трубе (и в насосе) и не было бы необходимости заливать ее в насос.

Чтобы сохранить герметичность клапана и защитить клапан от попадания в него песка или грязи, перед клапаном устанавливают металлическую сетку, выполняющую роль фильтра. Это устройство, состоящее из фильтра и обратного клапана, называют кольцом опускной трубы или сеткой с обратным клапаном.

Заметим, что потери давления на кольце могут быть довольно существенными, особенно если фильтр загрязнен. Напомним также, что в этом случае появляется опасность работы насоса в режиме кавитации (см. раздел 77).

Таким образом, всасывающая труба в сборе со всеми ее поворотами, кольцом, вентилями и клапанами при работе насоса характеризуется существенными потерями давления. Величина этих потерь, в зависимости от длины трубы, ее конфигурации и комплектации может меняться в диапазоне от 0,05 до 0,2 бар (то есть от 0,5 до 2 м вод. ст.).

Если потери давления составляют 2 м вод. ст., то на столько же уменьшается и высота всасывания: *потери давления напрямую влияют на величину высоты всасывания, поэтому всегда стремятся максимально снизить потери давления.*

3°) Влияние вида перекачиваемой жидкости.

Мы знаем, что давление в 1 бар соответствует примерно 10 м вод. ст., поэтому невозможно всасывать воду с поверхности, которая находится ниже 10 м от входа в насос. Но 1 бар также соответствует и 76 см рт. ст.: следовательно ртуть нельзя всасывать с уровня ниже 76 см от входа в насос (см. рис. 78.11).

Таким образом, при подборе насоса вы должны принимать во внимание плотность перекачиваемой жидкости (особенно будьте внимательны при подборе насоса для перекачивания водных растворов гликолей, плотность которых зависит от концентрации гликоля).

4°) Влияние температуры перекачиваемой жидкости.

В разделе 77 мы узнали, что чем выше температура перекачиваемой жидкости, тем больше опасность перехода насоса в режим кавитации.

Высота всасывания H может быть тем больше, чем ниже температура жидкости, которую мы будем перекачивать. Так, например, вода при температуре 10°C может быть поднята к насосу с более низкого уровня, чем вода при температуре 80°C .

В любом случае следует помнить, что изменения температуры и давления являются опасными факторами, определяющими условия вскипания воды.

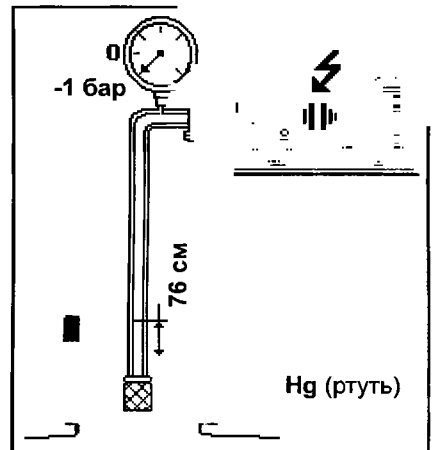


Рис. 78.11.

Центробежный насос не может всасывать газ, поэтому надо всячески избегать таких условий, при которых значения давления и температуры жидкости на входе в насос могут привести к вскипанию перекачиваемой жидкости и возникновению режима кавитации (см. рис. 78.12).

5°) Влияние параметра NPSH*.

Насоса, настолько совершенного, чтобы всасывать с давлением на входе -1 бар, не существует. Самые лучшие насосы, создающие разрежение -0,8 бар, никогда не смогут поднимать воду с поверхности, лежащей более, чем на 8 м ниже уровня насоса.

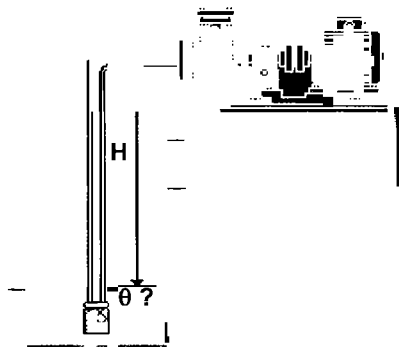


Рис. 78.12.

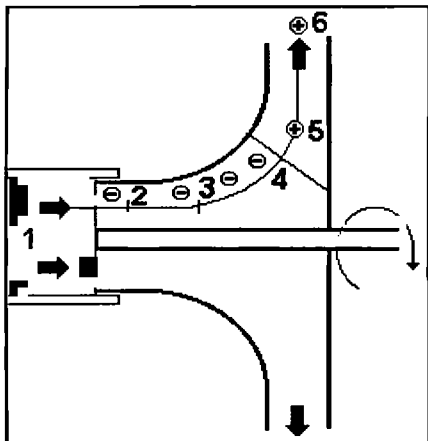


Рис. 78.13.

Почему это происходит, можно понять, вновь обратившись к рассмотрению потока воды (см. рис. 78.13) между сечением входа в насос (точка 1) и сечением, в котором давление жидкости минимально (точка 4, см. раздел 77).

Падение давления на участке между точкой 1 и точкой 4 эквивалентно потерям давления в насосе. Как и любые потери давления, они растут с увеличением расхода. Однако конструкторы насосов при проектировании могут управлять этими потерями.

Чтобы предотвратить опасность возникновения кавитации в насосах, конструкторы в документации на свою продукцию указывают минимально допустимое давление на входе в насос (в точке 1), ниже которого пользователь никогда не должен опускаться: это потерянная величина параметра NPSH, которая определяется как “абсолютное статическое давление на всасывании”.

Укажем, что эта величина (часто выражаемая в метрах водяного столба) соответствует внутренним потерям давления на крыльчатке насоса между точками 1 и 4.**

Чтобы лучше усвоить абстрактные понятия, о которых мы только что рассказали (влияние NPSH, температуры, вида жидкости, потерь давления, атмосферного давления), попробуем вместе решить одно небольшое упражнение:

Для охлаждения конденсатора предлагается использовать грунтовые воды, расположенные на глубине 4 метра. Потребная величина кавитационного запаса для выбранного нами насоса (NPSH) равна 3 м вод. ст., вода имеет температуру 10°C, потери давления на фильтре и обратном клапане 0,5 м вод. ст., потери давления во всасывающей трубе так же 0,5 м вод. ст. Высота над уровнем моря 1000 м.

- ▶ Можно ли использовать выбранный нами насос?
- ▶ Что произойдет, если фильтр засорится?
- ▶ Что произойдет, если уровень грунтовых вод понизится на 1 м?

* Параметр NPSH (Net Positiv Suction Head) – предельный бескавитационный напор в заданном сечении насоса, введен для уточнения условий бескавитационного режима работы. Pierre Lecouey в своей работе “Et si nous parlions pompes?” (Chaud, Froid, Plomberie, juill 1989, № 505, p. 23) определяет его как: “Необходимый абсолютный напор (следовательно, количество энергии), превышающий упругость насыщенных паров (для полного исключения возможности вскипания), которым должна располагать жидкость на входе в колесо насоса для полного предотвращения явления кавитации”. В отечественной технике используется понятие “Кавитационный запас”, которое определяют зависимостью $\Delta h = (P_n + \rho V_n^2 / 2 - P_n) / \rho g$, где Δh – кавитационный запас, м; P_n – давление на входе в насос, Па; ρ – плотность жидкой среды, кг/м³; V_n – скорость жидкой среды на входе в насос, м/с; P_n – давление насыщенных паров жидкой среды, Па (см. ГОСТ 17398. Насосы. Термины и определения) (прим. ред.).

** Автор дает достаточно упрощенное объяснение определению величины кавитационного запаса и, в частности, соотношению между кавитационным запасом и потерями давления в колесе насоса. Тем, кто более детально желает ознакомиться с явлением кавитации и методами ее предотвращения, рекомендуем статью Главного конструктора динамических насосов ОАО “Ливгидромаш” Р. Соколова “Кавитация и ее влияние на работу центробежных насосов” //Строительный инжиниринг, № 3, 2007 г. (прим. ред.).

а) Можно ли использовать выбранный нами насос?

“Совершенный” насос, если он существует, может всасывать воду с уровня, который на 10,33 м ниже уровня насоса. Допустим, что такой насос мы разместим на уровне А (см. рис. 78.14), при этом высота трубы AF = 10,33 м. Если на входе в этот насос установить манометр, то он покажет -10,33 м, то есть абсолютный вакуум.

Сделаем поправку на кавитационный запас NPSH: минимальное давление на всасывании (кавитационный запас) для выбранного нами насоса должно быть равно 3 м вод. ст. Чтобы гарантированно получить это значение, нужно опустить наш воображаемый насос на уровень В, то есть на 3 м вниз (BF = 7,3 м).

Теперь надо учесть вид жидкости: поскольку мы собираемся перекачивать воду, никакой поправки на вид жидкости делать не требуется.

Поправка на температуру: поскольку температура воды равна 10°C, то при этой температуре опасность вскипания воды ничтожно мала, поэтому поправку на температуру также делать не нужно.

Поправка на потери давления: потери давления на фильтре, обратном клапане и во всасывающей трубе равны 0,5 + 0,5 = 1 м вод. ст. Опустив насос еще на 1 метр вниз, в точку С, получим CF = 7,3 – 1 = 6,3 м.

Поправка на высоту: насос будет откачивать воду из колодца, находящегося на высоте 1000 м над уровнем моря. На этой высоте атмосферное давление ниже, чем на уровне моря на 1,2 м вод. ст.: следовательно, воображаемый насос нужно опустить еще на 1,2 м вниз в точку D. В результате имеем DE = 6,3 – 1,2 = 5,1 м.

Гарантийный запас: чтобы гарантированно не допустить кавитации, заложим в качестве запаса надежности высоту в 1 м. Для этого наш насос опустим еще на 1 м вниз в точку E. Получим EF = 4,1 м.

Таким образом, выбранный нами насос сможет без каких бы то ни было проблем всасывать воду из колодца, уровень воды в котором на 4,1 м ниже входа в насос. То есть, он безусловно может быть использован для поддачи воды в конденсатор, поскольку на самом деле уровень воды в колодце только на 4 м ниже уровня входа в насос.

б) Что произойдет, если металлическая сетка фильтра забьется грязью (засорится)?

Очевидно, что со временем металлическая сетка фильтра будет засоряться. Если потери давления на сетке вырастут, например, до 1 м вод. ст., это будет соответствовать ранее установленному гарантийному запасу. Насос обеспечит откачку, но его расход упадет (см. раздел 75).

Если фильтр закупорится еще больше и потери давления станут больше, чем 1 м вод. ст., насос может войти в режим кавитации. В этом случае расход воды еще больше упадет и насос начнет работать в неустановившемся режиме.

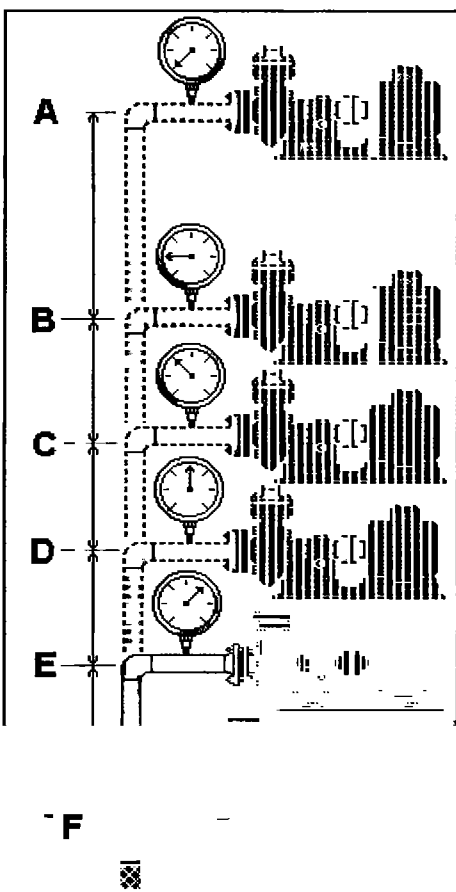


Рис. 78.14.

с) Что произойдет, если уровень воды в колодце понизится на 1 м?

Если уровень воды в колодце понизится на 1 м, то нас спасет, как и в предыдущем случае, гарантийный запас, и насос, как и ранее, обеспечит откачку воды при условии, что *фильтр чистый*, однако расход воды уменьшится. *Однако, если уровень воды понизится еще больше или засорится фильтр, то произойдет катастрофа!*

Как откачивать воду с глубины 100 м?

Мы только что убедились, на практике насос может откачивать воду с поверхности, расположенной ниже уровня насоса не более, чем на 6...7 м.

Чтобы откачивать воду с поверхности, расположенной ниже этого уровня, достаточно погрузить насос на дно колодца, как показано на рис. 78.15. Насос будет легко откачивать воду без всякой кавитации.

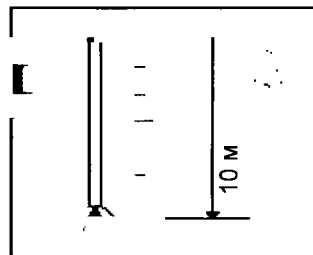


Рис. 78.15.

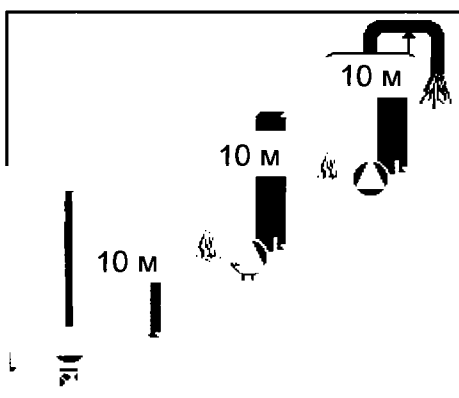


Рис. 78.16.

Для подъема воды на десяток метров никаких проблем не будет. Однако, если вам нужно поднять воду на большую высоту (20 м, 40 м, 100 м и даже больше), то один насос с этим не справится. Одним из решений может стать использование “ступенчатой” схемы, как показано на рис. 78.16. Но такое решение будет достаточно сложным и дорогостоящим.

Кроме того, оно не всегда может быть реализовано. Например, как откачать воду с поверхности, лежащей ниже требуемого уровня подъема на 40 м и находящейся в узком колодце?

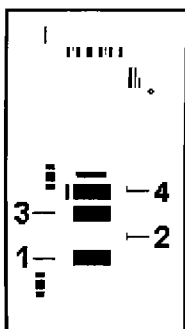


Рис. 78.17.

В этом случае можно использовать многоступенчатый насос (см. рис. 78.17), в котором ступени (крыльчатки) автоматически повышают напор при переходе от одной ступени к другой с минимальными потерями (на рис. 78.17 таких ступеней четыре).

Представим себе, что каждая ступень создает напор, равный 10 м вод. ст. Вода проходит через первую ступень и давление на входе во вторую ступень уже равно 10 м вод. ст. Во второй ступени напор также равен 10 м вод. ст., следовательно на выходе из нее давление воды будет равно 20 м вод. ст., и так далее.

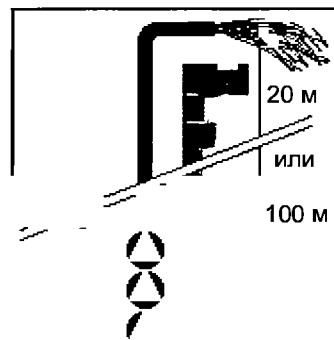


Рис. 78.18.

Для получения напора, например, 100 м вод. ст., достаточно иметь 10 ступеней (мы, конечно, немного упрощаем, однако такая технология довольно часто используется, если нужно получить высокое давление – см., например, рис. 78.18).



Если вы хотите получить дополнительную информацию, см. раздел 97.

79. ЗАКРЫТАЯ ГРАДИРНЯ

ПРОБЛЕМЫ ОТКРЫТЫХ ГРАДИРЕН

Мы уже убедились, что градирни обладают огромным преимуществом, поскольку способны поддерживать относительно низкую температуру конденсации несмотря на высокие температуры окружающей среды (см. раздел 73).

Действительно, температура воды на выходе из градирни зависит не от температуры наружного воздуха по сухому термометру, а от температуры по влажному термометру. Так, например, при температуре наружного воздуха 34°C и температуре по влажному термометру 21°C температура конденсации будет порядка 40°C , в то время, как при использовании конденсатора воздушного охлаждения она достигала бы 50°C (см. рис. 79.1).

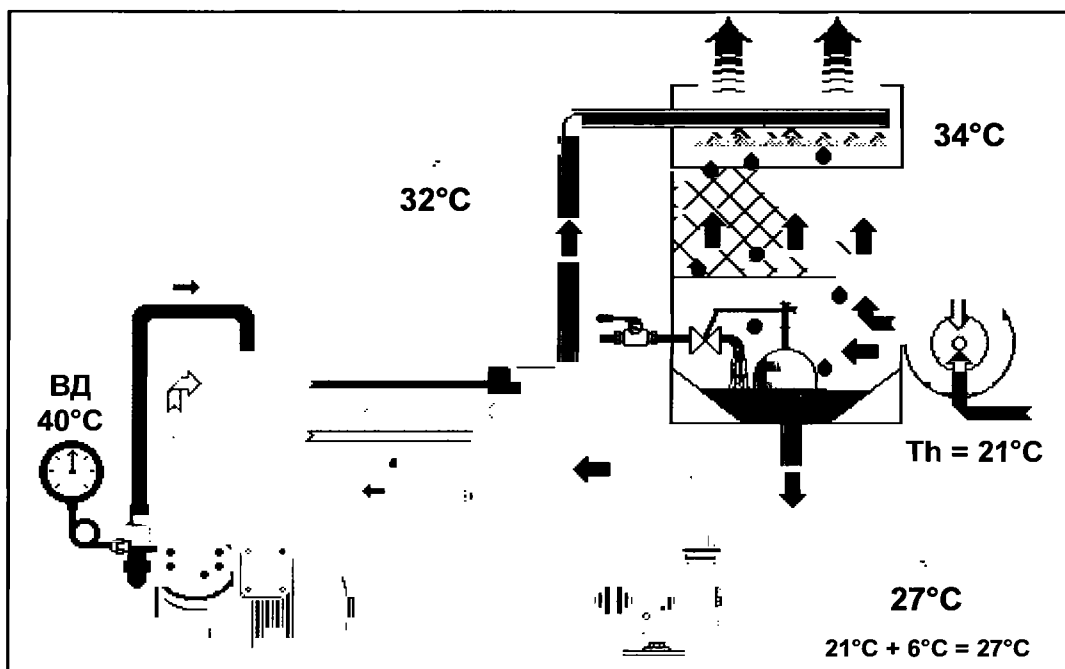


Рис. 79.1.

Однако мы также убедились и в том, что для нормальной работы насоса градирни необходимо, чтобы на входе в насос существовал “подпор” столба воды, то есть насос обязательно должен находиться ниже, чем уровень воды в градирне. В противном случае возникает опасность падения давления на выходе из насоса или, что еще хуже, кавитация (см. раздел 76.3).

Но что делать, если техническая возможность расположить градирню выше уровня входа в насос отсутствует?

ПРОБЛЕМЫ СУХИХ ГРАДИРЕН

Мы уже рассматривали использование сухой градирни в установке с конденсатором водяного охлаждения (см. раздел 70). У этого оборудования отсутствует непосредственный контакт воды гидравлического контура с наружным воздухом. Контур закрыт, заполнен водой или водным раствором гликоля и полностью герметичен. Безусловно, насос или устройство для перекачки охлаждающей жидкости также должен быть герметичен.

В контуре поддерживается избыточное давление благодаря расширительному баку (см рис. 79.2). С точки зрения гидравлики крупным достоинством этого варианта закрытого контура является значительное снижение опасности возникновения кавитации насоса, какой бы ни была разность уровней. Эта опасность практически отсутствует, даже если насос расположен в верхней части градирни (однако, только при условии соблюдения некоторых элементарных правил, которые мы изучим в следующем разделе).

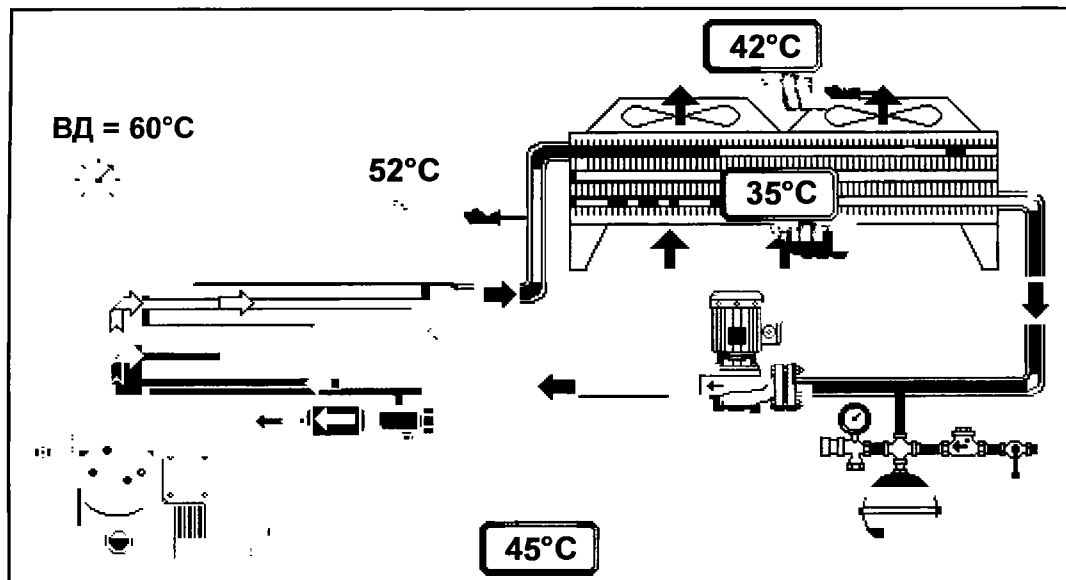


Рис. 79.2.

Вместе с тем, при высоких значениях температуры наружного воздуха сухая градирня имеет существенные ограничения возможности ее использования, поскольку в этом случае температура конденсации становится очень высокой. В классической схеме (рис. 79.2) при наружной температуре 35°C вода выходит из сухой градирни, имея температуру около 45°C. В результате температура конденсации близка к 60°C!

СХЕМНЫЕ РЕШЕНИЯ ЗАКРЫТЫХ ГРАДИРЕН

Если открытая градирня расположена ниже уровня конденсатора, как показано на рис. 79.3, то при выключении насоса вода из конденсатора сливается обратно в бак градирни и устанавливается на уровне АА.

При разности уровней выше 7...8 м насос никогда не сможет забирать воду из бака градирни (см. раздел 78).

При меньшей разности уровней (5...6 м) заполнение насоса будет довольно сложным и опасным (с точки зрения возможности возникновения кавитации), а если при этом объем воды в конденсаторе окажется больше объема воды в баке градирни, то заполнение насоса также окажется невозможным (см. раздел 74.2).

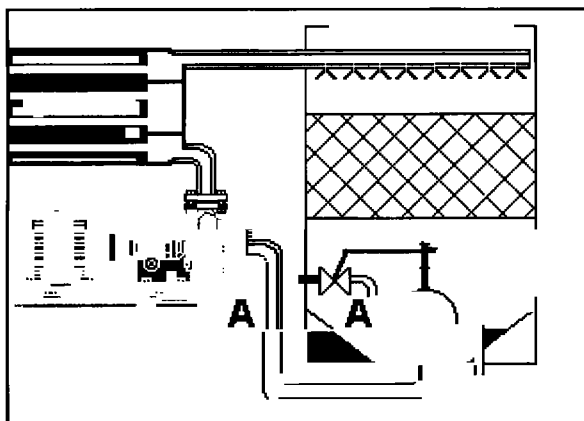


Рис. 79.3.

Может быть, в этом случае имеет смысл использовать сухую градирню? Однако лучшим решением является использование преимуществ сухой градирни и открытой градирни в одной конструкции.

Основной принцип такой конструкции заключается в совмещении сухой градирни с открытой градирней по схеме, показанной на рис. 79.4.

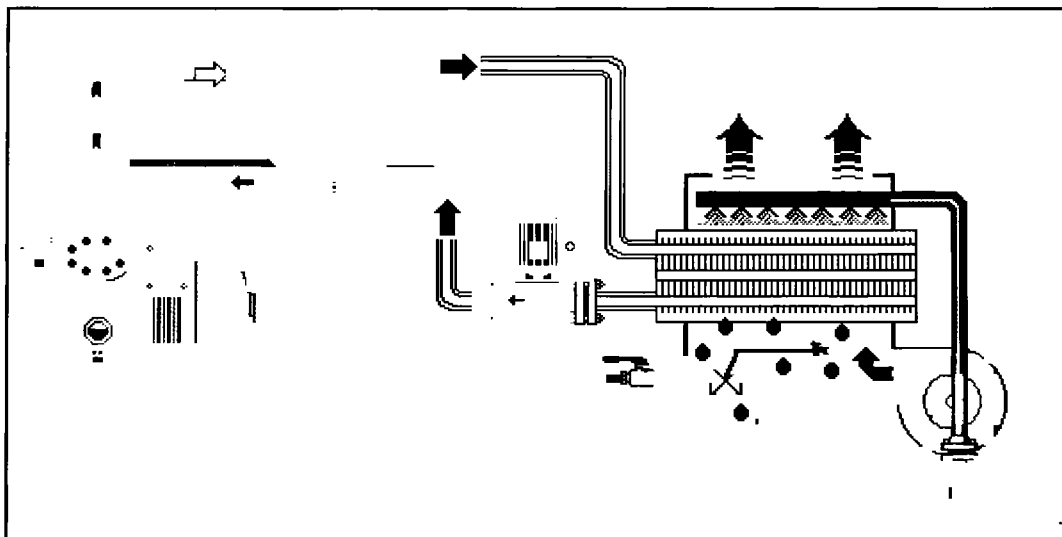


Рис. 79.4.

Несмотря на то, что градирня расположена ниже уровня конденсатора, благодаря использованию закрытого гидравлического контура, все проблемы, возникающие в открытой градирне, обусловленные разностью уровней, кардинально исключаются.

Кроме того, вода из бака градирни всасывается небольшим вспомогательным насосом и подается для орошения теплообменника закрытой градирни. Получаемые при этом рабочие параметры оказываются почти одинаковыми с параметрами классической открытой градирни. Например, при температуре воздуха по влажному термометру 21°C вода в контуре теплообменника закрытой градирни охладится до температуры около $21^{\circ}\text{C} + 6\text{ K} = 27^{\circ}\text{C}$ (см. раздел 73).

79.1. УПРАЖНЕНИЕ. Устройство и работа

Схема на рис. 79.4 является лишь принципиальной схемой, поэтому использовать ее в таком виде будет довольно проблематично.

В самом деле, для нормальной работы этой схемы необходимо:

- ▶ Убрать оребрение теплообменника закрытой градирни, поскольку оно очень быстро окажется загрязненным. В этом случае гладкие трубки теплообменника будут непосредственно орошаться водой, выходящей из форсунок оросителя.
- ▶ Установить схему обессоливания на распыляемой воде.
- ▶ Организовать теплообмен по принципу противотока, чтобы улучшить характеристики процесса.
- ▶ В контур закрытой градирни добавить необходимые недостающие элементы: расширительный бачок, предохранительный клапан, трубопровод заправки, вентиль слива, дренажный клапан.

Попробуйте начертить исправленный вариант схемы и указать значения ее рабочих параметров, считая, что температуры наружного воздуха имеют следующие значения: температура воздуха по сухому термометру $T_s = 35^{\circ}\text{C}$, по влажному термометру – $T_h = 22^{\circ}\text{C}$.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

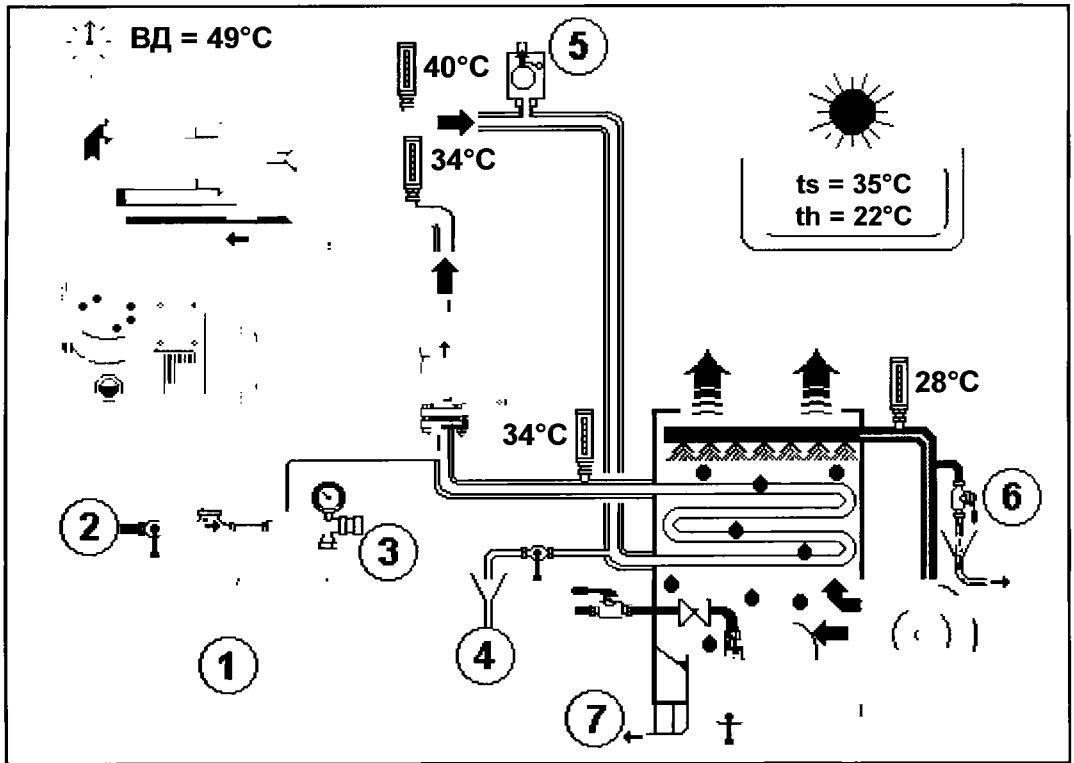


Рис. 79.5.

Обозначения (см. рис. 79.5):

1. Расширительный бачок (следующий раздел будет полностью посвящен этому устройству).
2. Заправочный патрубок закрытого контура.
3. Предохранительный клапан, настроенный на срабатывание при давлении 3 бара.
4. Патрубок слива закрытого гидравлического контура.
5. Автоматический дренажный клапан, установленный в верхней точке закрытого контура.
6. Вентиль слива системы обессоливания.
7. Сливной патрубок бака градирни.

Значения рабочих параметров при нормальной работе:

Для любого типа градирни (открытой или закрытой) температура воды в баке равна сумме температур воздуха по влажному термометру и высоты зоны охлаждения (см. раздел 73), то есть в данном случае $22^{\circ}\text{C} + 6\text{ K} = 28^{\circ}\text{C}$.

Вода с температурой 28°C разбрызгивается на теплообменник градирни по принципу противотока. Если характеристики теплообмена хорошие, то вода, которая циркулирует по контуру замкнутой градирни, теоретически на выходе из теплообменника может охладиться тоже до 28°C . Однако на практике, вода, которая выходит из этого теплообменника, будет иметь температуру *примерно на 6 K выше, чем температура воды, которая орошает теплообменник*, то есть в данном случае $28^{\circ}\text{C} + 6\text{ K} = 34^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, на вход в конденсатор будет поступать вода, охлажденная до 34°C . Поскольку температурный напор на конденсаторе составляет около 15 K, температура конденсации составит $34^{\circ}\text{C} + 15\text{ K} = 49^{\circ}\text{C}$. Следовательно, получаемое при этом давление конденсации будет сравнимо с давлением конденсации, получаемым при использовании конденсатора воздушного охлаждения. Заметим, что при тех же значениях температуры окружающего воздуха, давление конденсации, получаемое при использовании сухой градирни, будет соответствовать температуре конденсации около 60°C .

Проблемы, связанные с замерзанием воды

Проблемы защиты от замерзания воды в градирнях заслуживают того, чтобы им был посвящен полноценный объемный раздел. Однако такой раздел слегка выходит за рамки настоящего пособия. Поэтому мы ограничимся только кратким перечислением некоторых путей решения этих проблем.

Если существует опасность замерзания воды, то закрытая часть контура изначально может быть рассчитана на использование водных растворов гликолей. Но открытая часть контура в любом случае будет напрямую контактировать с атмосферным воздухом и возможность замерзания воды в ней безусловно должна учитываться.

Если в зимнее время года потребности в холоде отсутствуют и установка не работает, то можно слить воду из бака градирни. Однако при этом нужно также полностью опорожнить магистраль подпитки бака водопроводной водой с установленным на ней поплавковым клапаном. В некоторых случаях может потребоваться даже продувка магистрали подпитки сжатым воздухом, чтобы удалить находящуюся там воду. Замерзшую воду не выдержит даже стальной трубопровод с толщиной стенок до 3 мм!

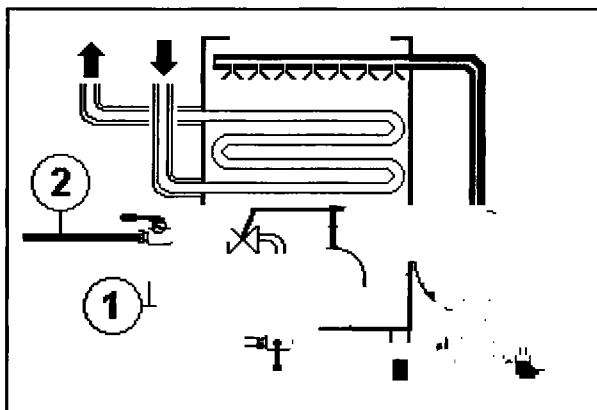


Рис. 79.6.

Если потребность в холоде существует и летом, и зимой, то бак градирни оснащают одним или несколькими (в зависимости от размеров градирни) электронагревателями (см. поз.1 на рис. 79.6), которые встраиваются в бак и управляются по команде датчика температуры, также погруженного в воду в баке.

Очень часто наиболее чувствительные к размораживанию трубопроводы для воды оснащают ленточными электронагревателями, которыми обматывают защищаемые трубопроводы (см. поз. 2 на рис. 79.6).

Эти электронагреватели саморегулируемые (их омическое сопротивление увеличивается с ростом температуры). Встроенные в бак электронагреватели предохраняют воду в баке от замерзания, но когда насос останавливается, расход воды прекращается и на ее поверхности, а также на определенном удалении от нагревателей могут образовываться ледовые поля. При очередном запуске насоса вода начнет поступать в насос, однако, если на вход в насос попадут куски льда, это может привести как к выключению компрессора по команде предохранительного реле ВД, так и к серьезным поломкам самого насоса. Такую опасность можно свести к минимуму, если предотвратить застаивание воды, то есть максимально ограничить длительные отключения насоса градирни.

80. РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ БАЧКИ

При повышении температуры элементов закрытого гидравлического контура, находящаяся в нем вода (или водный раствор гликоля) расширяется (см. раздел 70). В диапазоне от 10°C до 90°C прирост объема 1 м³ воды составит примерно 40 литров, то есть около 4%! (Заметим, что прирост объема 1 м³ водного раствора гликоля с концентрацией гликоля 30% при тех же условиях составит около 60 литров).

Максимальное рабочее давление большинства теплообменников ограничено, как правило, уровнем в 4 бара. Поскольку жидкости несжимаемы, их тепловое расширение привело бы к такому огромному росту давления, что теплообменники и трубопроводы просто порвались бы, как будто сделанные из бумаги, если бы не существовало системы компенсации теплового расширения. Следовательно, расширительный бачок, предохранительный клапан, дренажные клапаны и заправочные вентили являются неотъемлемым атрибутом любых закрытых гидравлических контуров, находящихся под действием внутреннего избыточного давления.

КАК РАБОТАЕТ ЗАМКНУТЫЙ МЕМБРАННЫЙ РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАЧОК?

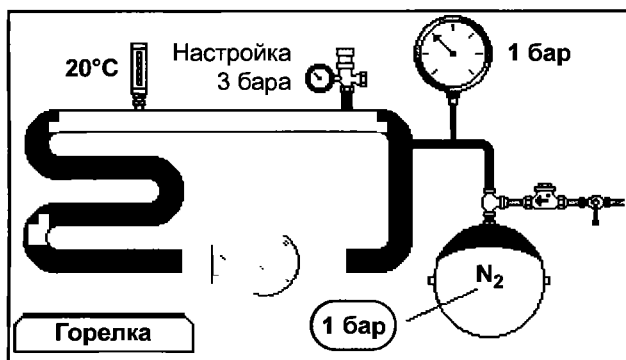


Рис. 80.1.

Рассмотрим в качестве примера небольшой гидравлический контур отопительной системы, заполненной водой при температуре 20°C и давлении 1 бар.

На контуре установлен классический предохранительный клапан, настроенный на срабатывание при давлении 3 бара. Расширительный бачок наддут азотом (N₂) и частично заполнен водой (см. рис. 80.1). С каждой стороны гибкой мембраны (отделяющей воду от азота) давление равно 1 бар.

Когда зажигают горелку (см. рис. 80.2), температура воды быстро растет и начинается ее расширение.

Образующийся при этом дополнительный объем воды постепенно поступает в расширительный бачок. Одновременно с этим объем бачка, занятый азотом с другой стороны мембраны, начинает уменьшаться. Уменьшение объема бачка, занятого азотом, приводит к его сжатию и, как следствие, повышению давления, которое начинает действовать во всем контуре.

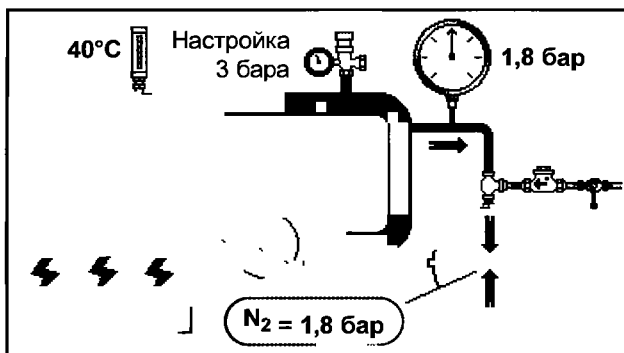


Рис. 80.2.

Когда температура воды поднимается до 40°C, давление азота повышается до 1,8 бар. Поэтому и во всем контуре давление возрастает до 1,8 бар.

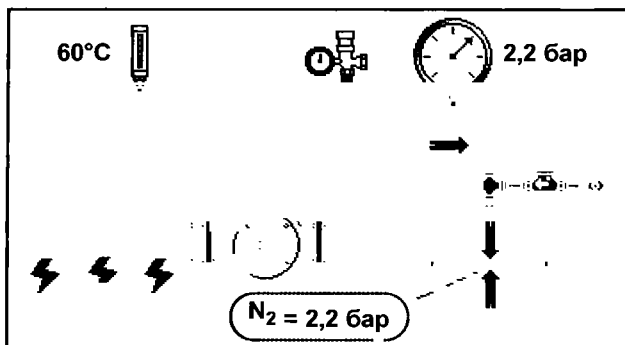


Рис. 80.3.

Если продолжать нагрев воды, например, до 60°C, расширение составит 2% от начального объема жидкости и давление в расширительном баке (а следовательно, и во всем контуре) поднимется до 2,2 бар (см. рис. 80.3).

Итак, чем выше температура воды в контуре, тем больше возрастает давление в нем.

Впоследствии, при выключенной горелке, вода в контуре будет остывать и ее объем начнет уменьшаться. Азот, находящийся под давлением в расширительном баке станет вытеснять воду из бака обратно в контур (см. рис. 80.4).

В результате давление и в баке, и в контуре начнет падать по мере снижения температуры воды. При температуре 20°C контур возвратится в первоначальное состояние и давление во всем контуре вновь станет равным 1 бару.

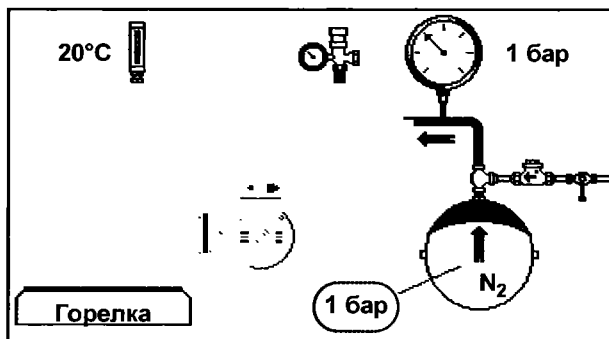


Рис. 80.4.

80.1. УПРАЖНЕНИЕ 1.

Срабатывание предохранительного клапана

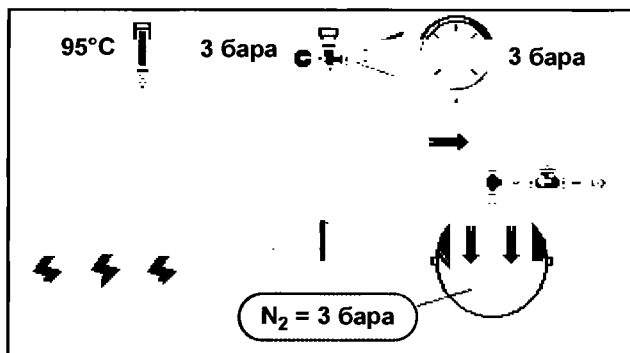


Рис. 80.5.

Если температура воды в контуре случайно или по недосмотру оказывается слишком высокой, появляется опасность чрезмерного роста давления и в баке, и в контуре. В этом случае должен сработать предохранительный клапан.

Например (см. рис. 80.5), при температуре воды 95°C давление достигает значения 3 бара (давление настройки предохранительного клапана), клапан открывается и часть воды сбрасывается наружу. Как только давление упадет ниже 3 бар, клапан закроется.

Итак, предохранительный клапан позволяет в любом случае ограничить максимальное давление в контуре уровнем 3 бара. Однако, что произойдет, если температура воды в контуре вновь упадет до 20°C?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Если в гидравлическом контуре с мембранным расширительным бачком либо в результате срабатывания предохранительного клапана, либо вследствие негерметичности контура часть воды сбрасывается наружу, то при понижении температуры воды появляется серьезная проблема.

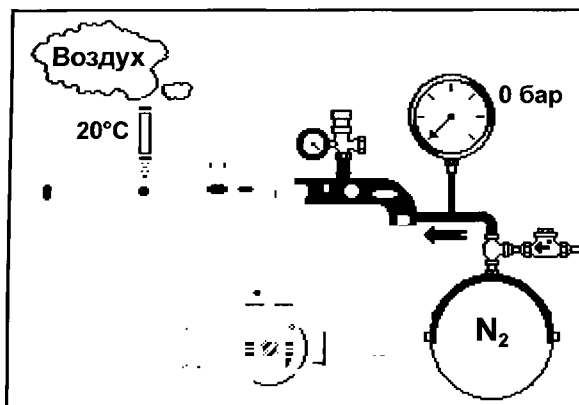


Рис. 80.6.

Действительно, при падении температуры воды давление в контуре начнет падать и азот, содержащийся в расширительном бачке, по мере падения давления будет вытеснять воду из бачка в контур. Поскольку часть воды из контура была сброшена при срабатывании предохранительного клапана, то ее там останется меньше, чем нужно для уравнивания давления азота. Когда температура воды будет вновь равна 20°C, вода полностью вытеснится из бачка и все его пространство будет занято азотом.

Но так как объем воды в контуре уменьшился, давление в нем окажется ниже 1 бара (то есть первоначального давления при температуре 20°C). Если количе-

ство сброшенной в атмосферу воды было достаточно большим, то давление в контуре может упасть даже ниже атмосферного давления. В этом случае в контур через автоматический дренажный клапан может зайти атмосферный воздух и вся верхняя часть контура рискует оказаться заполненной воздухом (см. рис. 80.6)!

К каким проблемам может привести наличие воздуха в закрытом гидравлическом контуре?

Поскольку воздух существенно легче воды, воздушные пузыри будут накапливаться в верхних точках контура и образовывать газовые полости, через которые должна будет проходить циркулирующая по контуру вода.

Эти полости могут увлекаться водой, перемешиваться, разбиваться потоком воды, и тогда вы услышите характерное бульканье, которое не надо путать с шумом, возникающим при кавитации насосов и напоминающим гудение бетономешалки (см. раздел 77).

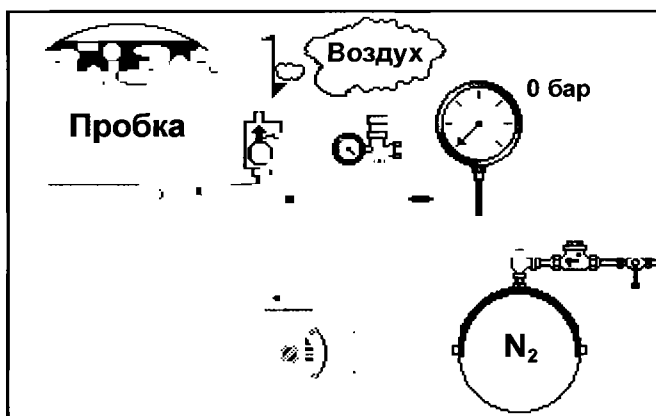


Рис. 80.7.

Наличие воздушных полостей приводит к снижению расхода воды со всеми последующими неисправностями. В отдельных случаях расход воды в трубопроводе может даже оказаться практически нулевым: **избыточное количество воздуха в гидравлическом контуре приводит к так называемым воздушным пробкам** (см. рис. 80.7).

Первой реакцией на появление воздушных пробок будет стремление добавить воды в контур, чтобы повысить в нем давление и вновь довести его до давления выше атмосферного. Тогда воздух автоматически будет сброшен через дренажный клапан и вновь восстановится нормальный расход воды...

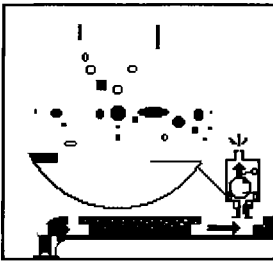


Рис. 80.8.

Но при работающем насосе воздушные пузыри будут слишком быстро проходить через дренажный клапан (см. рис. 80.8) и не будут успевать сбрасываться в атмосферу. Поэтому, для эффективного удаления воздуха необходимо обязательно остановить насос.

Насос запускают на несколько секунд, затем останавливают. Такая процедура, повторенная несколько раз, мало-помалу позволяет воздуху попадать в дренажный клапан, откуда он будет сброшен в атмосферу.

Кроме того, в составе гидравлического контура желательно иметь воздухоотделитель (см. рис. 80.9). Вода будет входить в него сверху (поз. 1), а выходить снизу (поз. 2). Автоматический дренажный клапан устанавливают в верхней части воздухоотделителя (поз. 3). В нижней части находится съемная пробка (поз. 4). Поскольку вода выходит из нижней части воздухоотделителя, то вероятность попадания туда воздуха очень мала*.

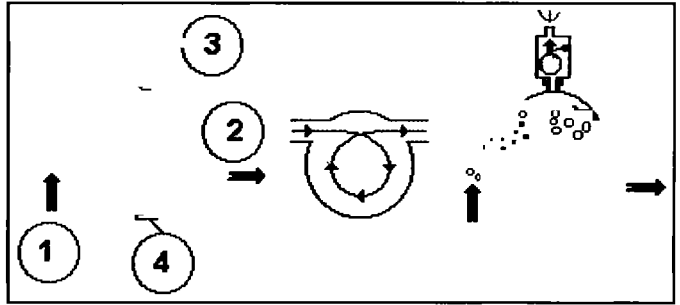


Рис. 80.9.

Кроме того, вход и выход воды в воздухоотделителе делают со смещением относительно его оси, то есть тангенциально. В результате вода, поступающая в воздухоотделитель, начинает в нем вращаться. Под действием центробежной силы вода прижимается к стенкам воздухоотделителя, а воздух скапливается в его центре, откуда затем и сбрасывается через дренажный клапан. Поскольку диаметр воздухоотделителя существенно больше диаметра трубопроводов, скорость воды в нем заметно падает, что облегчает процедуру разделения воды и воздуха. Эти два обстоятельства позволяют эффективно удалять воздух.

Отметим также, что воздухоотделитель является прекрасной ловушкой для различного рода загрязнений гидравлического контура (капли припоя, металлическая стружка и т.д.): их затем можно удалить через отверстие, закрытое пробкой (поз. 4 на рис. 80.9). Обращаем ваше внимание на то, что, поскольку вода в воздухоотделителе вращается, это устройство иногда называют «циклоном».

Другой проблемой, возникающей при попадании воздуха в закрытый гидравлический контур, является то, что в состав воздуха входит не только азот, но и кислород. Это может привести к повышенной коррозии металлических (особенно стальных) деталей (трубы, теплообменники).

Периодические добавки воды в закрытый гидравлический контур неизбежно приводят к попаданию в него воздуха (а следовательно, и кислорода) и таким образом способствуют развитию коррозии, отложению накипи и засорению контура.

Поскольку предохранительный клапан срабатывает при максимальной температуре окружающей среды, то прежде, чем рассматривать вопрос о добавке воды или проведении другой не слишком приятной операции, необходимо изучить следующие моменты: каково давление наддува расширительного бачка, может быть он слишком мал или слишком переполнен, как он изолирован, где установлен? А может быть, его мембрана потеряла герметичность или порвана?

Поскольку с расширительным бачком все не так просто, далее мы подробно рассмотрим различные аспекты его работы. Хотя на первый взгляд расширительный бачок – устройство сравнительно простое, однако его значение для гидравлического контура очень велико. Нарушения в работе расширительного бачка могут привести к серьезным неисправностям, начиная от полного прекращения подачи воды в испаритель и заканчивая разрушением насоса.

* В отопительных и водопроводных системах воздухоотделители с автоматическим дренажным клапаном используются очень широко и известны под названием «вантуз» (прим. ред.).

ПРИ КАКОМ ДАВЛЕНИИ НУЖНО ЗАЛИВАТЬ ВОДУ В ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ КОНТУР!

Перед тем, как заправить гидравлический контур водой (перед вводом установки в эксплуатацию или после опорожнения контура для выполнения ремонтных работ), необходимо определить давление, при котором вода заливается в закрытый контур, и которое должно под-держиваться в контуре.

80.2. УПРАЖНЕНИЕ 2.

Давление заполнения гидравлического контура

Рассмотрим установку (рис. 80.10), содержащую гидравлический контур закрытой градирни (см. раздел 79).

Допустим, что контур заполняется водой с температурой 20°C, насос выключен (если насос работает без воды, он очень быстро выходит из строя).

Вода имеет температуру 20°C, давление в водопроводной сети составляет, например, 5 бар. При каком давлении мы должны будем заполнить контур: 0,5 бар, 1 бар, 3 бара или 5 бар? И какое давление, в конечном итоге, будет показывать манометр P1 после заполнения?

Когда контур будет заполнен водой, какое давление будет показывать манометр P2, расположенный перед сливным вентиляем в самой нижней точке контура?

Примечание. В состав контура обязательно должен входить обратный или разделительный клапан (*поз. 1 на рис. 80.10*). Если давление в водопроводной сети вдруг понизится, он должен препятствовать возврату воды в водопроводную сеть и, следовательно, не допустить ее загрязнения!

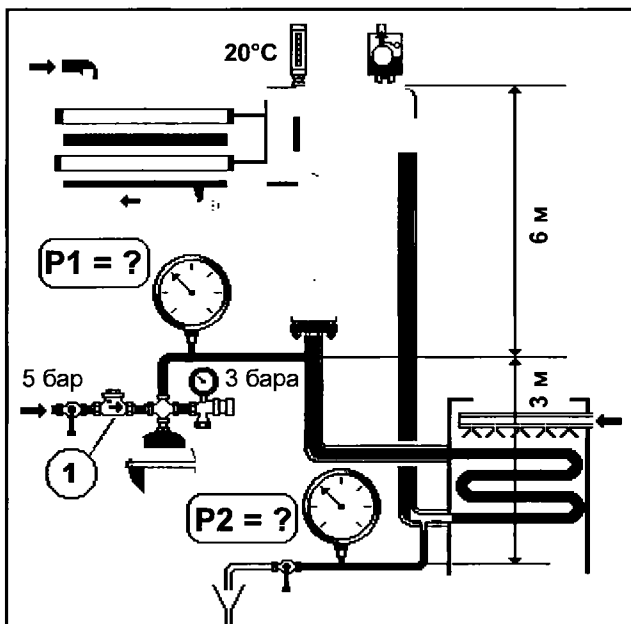


Рис. 80.10.

Решение упражнения 2

Очевидно, что заполнять контур под давлением, выше давления настройки предохранительного клапана (в нашем примере это 3 бара), бесполезно!

Автор вспоминает о том, как на одной из установок заправочный вентиль гидравлического контура оставили открытым в течение всего рабочего дня. При этом дренажный клапан постоянно сбрасывал лишнюю воду в канализацию: представьте себе, сколько воды было потрачено бесполезно! Чтобы не забывать о том, что заправочный вентиль гидравлического контура после окончания заправки нужно обязательно закрыть, автор рекомендует перед заполнением контура водой повесить на этот вентиль ключи от вашей машины или квартиры — тогда вы точно не забудете закрыть этот вентиль!

Далее, основным требованием при заправке контура водой является то, что давление воды во всех частях контура обязательно должно быть выше атмосферного давления. Поэтому минимальное избыточное давление в верхних точках контура должно быть не ниже 0,5 бар.

При соблюдении этого требования проникновение воздуха и воздушных пузырей через автоматический дренажный клапан будет невозможно.

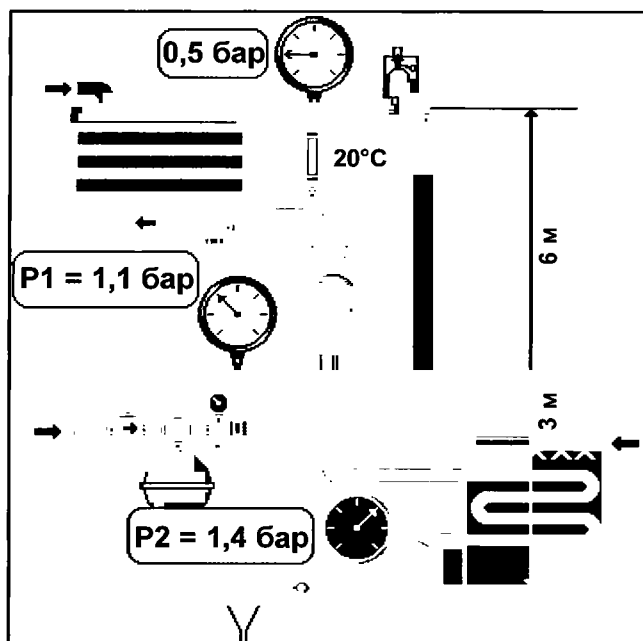


Рис. 80.11.

1°) Напомним, что давление, показываемое манометром, напрямую зависит от высоты столба жидкости над точкой замера давления (см. рис. 80.11). Столб воды высотой 6 м соответствует давлению в 0,6 бар. Таким образом, чтобы поддерживать давление в верхней точке контура не ниже 0,5 бар, давление P1 должно быть, как минимум, $0,6 \text{ бар} + 0,5 \text{ бар} = 1,1 \text{ бар}$.

2°) Манометр P2 расположен на 3 м ниже манометра P1 и испытывает дополнительное давление 0,3 бар. Следовательно, давление манометра $P2 = P1 + 0,3 \text{ бар} = 1,4 \text{ бар}$.

Избыточное давление 0,5 бар в верхней точке контура представляет собой некий гарантийный запас, необходимый для поддержания во всех точках контура давления выше атмосферного с тем, чтобы предотвратить любую возможность попадания наружного воздуха в гидравлический контур.



Итак, давление заправки закрытого гидравлического контура водой при выключенной установке равно разности уровней между самой верхней точкой контура и заправочным вентилем + гарантийный запас 5 м. Разделив эту высоту на 10, мы получим давление заправки в барах.

А ЕСЛИ НАДДУВ РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАЧКА НЕДОСТАТОЧЕН!

Представим себе, что вы получили с завода расширительный бачок, надутый до 0,3 бар.

С помощью баллона с азотом или сжатым воздухом можно довести давление в бачке до нужной величины.

На расширительном бачке азотная полость снабжена штуцером, аналогичным ниппельному клапану. При отсутствии манометра для воздуха или азота можно обойтись обычным манометрическим коллектором для хладагентов (см. рис. 80.12).

Используя гибкий шланг коллектора с наконечником для клапанов Шредера и подключив этот шланг к штуцеру на бачке, вы с легкостью узнаете давление азота по манометру НД. В результате бачок можно либо надуть еще, либо стравить из него лишний газ.

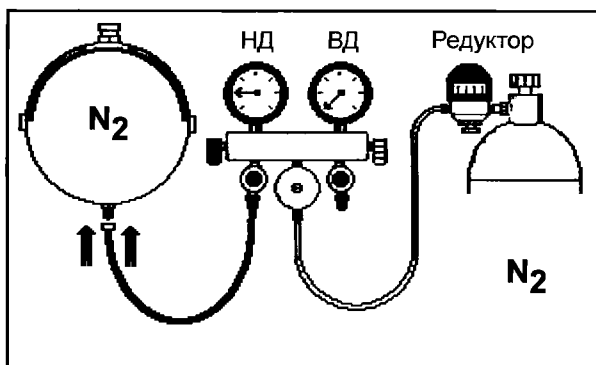


Рис. 80.12.

Для тех, кто пытается выиграть время, напоминаем: ни в коем случае не следует для наддува бачка использовать пары хладагента или сжатый кислород – вы рискуете получить множество проблем, а мембрана бачка может порваться!

Но давайте вернемся к нашему бачку, который вы получили с завода. Освобожденный от упаковки бачок пуст, а его мембрана прижата к стенке давлением азота 0,3 бар (см. рис. 80.13).

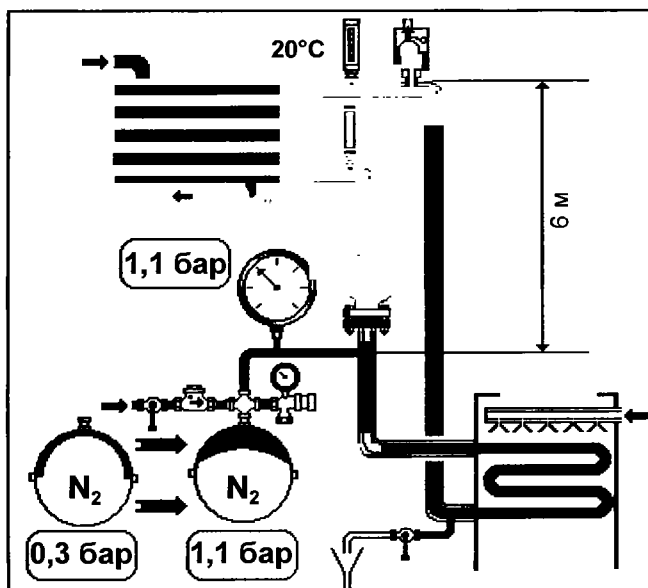


Рис. 80.13.

После того, как монтажник установит бачок в гидравлический контур и начнет заполнять контур водой, давление в бачке поднимется до величины, равной высоте столба жидкости над бачком + гарантийный запас.

В нашем примере давление воды в бачке при температуре 20°C составит 1,1 бар.

Вода заполняет гидравлический контур, а поскольку давление азота в бачке было только 0,3 бар, она проникает в бачок, давит на мембрану и сжимает азот.

Следовательно, давление азота в бачке постепенно тоже поднимается до величины 1,1 бар, что вполне нормально.

Но вряд ли можно считать нормальным, что при температуре воды всего 20°C расширительный бачок уже наполовину заполнен водой.

Когда установка начнет работать, температура воды будет расти и вода станет расширяться. При этом весь добавочный объем воды, который образовался в результате ее теплового расширения, также будет поступать в расширительный бачок. Если бачок имеет не слишком большие размеры, то учитывая, что он уже наполовину заполнен, может сложиться ситуация, когда он будет не в состоянии вмещать дополнительное количество воды.

Например, при температуре воды 35°C давление в бачке может возрасти до 3 бар (давление настройки предохранительного клапана), а бачок будет уже полон и не сможет поглотить ни капли воды!

Если температура будет продолжать расти и поднимется, например, до 40°C, давление превысит 3 бара и вода начнет сбрасываться наружу через предохранительный клапан (см. рис. 80.14). В результате мы можем потерять большое количество воды, которого впоследствии в тот или иной момент нам будет не хватать для обеспечения нормальной работы системы.

В самом деле, когда температура воды вновь понизится до 20°C, то ввиду того, что часть воды была безвозвратно утеряна, давление в контуре обязательно упадет ниже первоначально настроенного уровня в 1,1 бар.

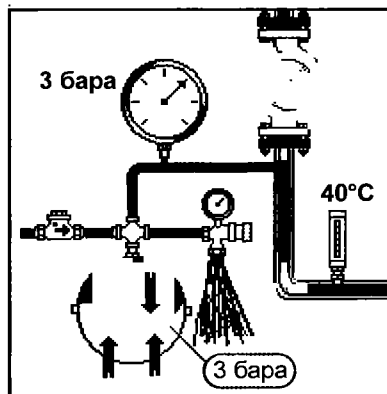


Рис. 80.14.

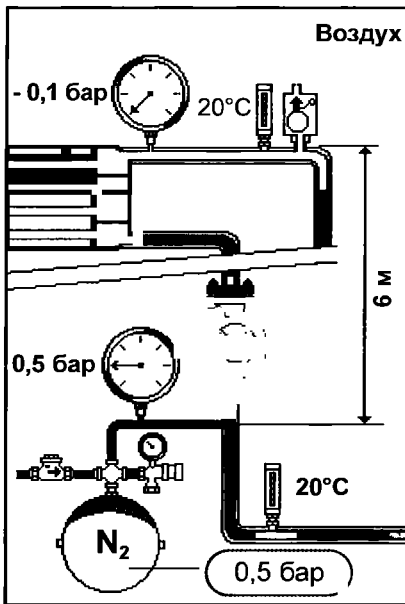


Рис. 80.15.

Следовательно, давление в бачке при температуре воды 20°C будет находиться в диапазоне от 0,3 до 1,1 бар. Конечно, конкретная величина давления зависит от того, сколько воды мы потеряли, но в любом случае, оно будет недостаточным для нормальной работы системы.

Представим себе (см. рис. 80.15), что в нашем случае оно составит 0,5 бар (то есть 5 м вод. ст.). Это означает, что на высоте 6 м от уровня бачка давление в гидравлическом контуре будет равно -1 м вод. ст. (или -0,1 бар), то есть окажется ниже атмосферного давления.

Иначе говоря, в верхней точке контура нам будет не хватать как раз того количества воды, которое мы сбросили через предохранительный клапан. Давление в этой точке может упасть ниже атмосферного и через дренажный клапан в контур попадет воздух, что приведет к множеству проблем.

Присутствие воздуха в гидравлическом контуре затрудняет нормальное охлаждение конденсатора, вызывает снижение расхода воды и в конечном итоге может привести к остановке компрессора предохранительным реле ВД.

А ЕСЛИ РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАЧОК НАДУТ СЛИШКОМ СИЛЬНО!

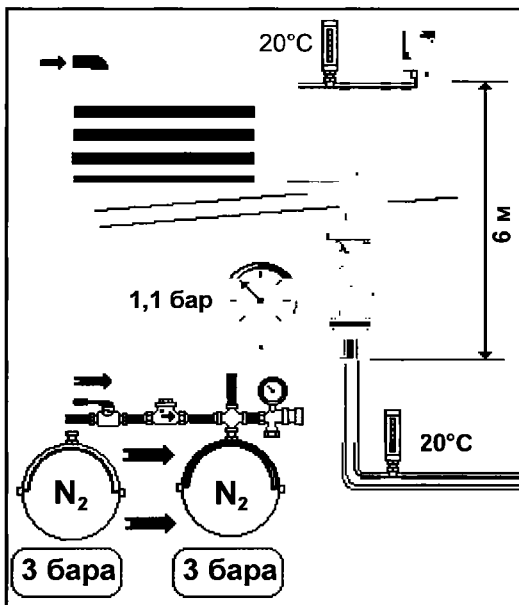


Рис. 80.16.

Представим себе, что расширительный бачок поступил к вам с завода с давлением азота в полости, равным 3 бара. Как и в предыдущем случае, бачок пустой, а мембрана прижата к стенке давлением азота (см. рис. 80.16). Когда монтажник подсоединил бачок к контуру и начал заполнять контур водой, то при давлении в контуре 1,1 бар вода полностью заполнила контур, но в бачок не проникла, поскольку давление в нем 3 бара.

Иначе говоря, при 20°C гидравлический контур целиком заполнен водой при давлении 1,1 бар, но бачок пустой!

Далее, когда температура воды начнет расти и вода будет расширяться, прирост объема воды, обусловленный ее расширением, должен проникнуть в расширительный бачок.

Однако это невозможно до тех пор, пока давление в контуре будет оставаться ниже, чем давление азота в бачке, то есть 3 бара!

Поскольку вода несжимаема, а ее дополнительный объем, образовавшийся в результате расширения, не может пройти в бачок, давление в контуре начнет стремительно расти.

Например, уже при 25°C давление может заметно превысить 3 бара и сработает предохранительный клапан!

Таким образом, поведение установки ничем не будет отличаться от ситуации, когда расширительный бачок и вовсе отсутствует: малейшее расширение воды тут же приводит к резкому подъему давления!

Заметим, что установка ведет себя точно так же, если давление наддува расширительного бачка составляет, например, 2 бара. Действительно, в момент заполнения контура при температуре 20°C и давлении 1,1 бар вода точно так же не может попасть внутрь расширительного бачка.

При первом же повышении температуры, например, до 25°C давление в контуре очень быстро возрастает до 2 бар. Далее вода начинает постепенно проникать внутрь бачка и сжимать азот. Но объем воды, который попадет внутрь бачка, окажется очень небольшим. Давление азота быстро вырастет до 3 бар и, например, уже при 30°C сработает предохранительный клапан.

Проведем небольшой анализ. Возьмем два бачка с одинаковым полным объемом, например, 10 л, и определим, какое количество воды должно попасть в бачок, чтобы поднять давление в нем до 3 бар при различных значениях начальных давлений в бачке (см. рис. 80.17).

- ▶ Если начальное давление в бачке 1 бар, допустим, что для подъема давления в нем до 3 бар в бачок нужно будет передать 5 л воды.
- ▶ Но если начальное давление в бачке 2 бара, то количество воды, которое в него нужно передать, чтобы давление в бачке выросло до 3 бар, будет обязательно меньшим по сравнению с первым вариантом.

Действительно, в бачок, предварительно наддутый до 1 бара, при подъеме давления в нем до 3 бар войдет в 2 раза больше воды, чем в бачок, предварительно наддутый до 2 бар.

Это следует из закона Мариотта* для газов: $P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{const}$ (Внимание, в качестве давления P следует подставить абсолютное давление, то есть показания манометра + атмосферное давление. Если шкала манометра проградуирована в барах, то прибавлять нужно единицу. Например, если манометр показывает 1 бар, то абсолютное давление будет равно $P_{\text{абс}} = P_{\text{м}} + P_{\text{атм}} = 1 + 1 = 2$ бара, где $P_{\text{м}}$ – давление по манометру, $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление). Согласно указанному соотношению получим:

Для 1-го бачка: $(1+1) \times 10 = (3+1) \times V \Rightarrow 20 = 4V$, то есть объем азота в бачке при абсолютном давлении 4 бара составит $V = 20 / 4 = 5$ л.

Для 2-го бачка: $(2+1) \times 10 = (3+1) \times V \Rightarrow 30 = 4V$, то есть объем азота в бачке составит $V = 30 / 4 = 7,5$ л.

Итак, способность расширительного бачка компенсировать температурное расширение воды за счет того, что часть объема воды переходит в бачок, зависит от начального давления наддува бачка. В самом деле, мембранный расширительный бачок состоит из двух полостей: полного объема V_t , который указан производителем на корпусе бачка, и полезного объема V_u , который всегда меньше полного объема и зависит от значений давления при пустом бачке и бачке, заполненном водой. Коэффициент заполнения бачка определяют как отношение V_u / V_t .



Не нужно обманывать себя наружными размерами бачка. У данного расширительного бачка всегда имеется действительный полезный объем, который может существенно различаться в зависимости от рабочих давлений.

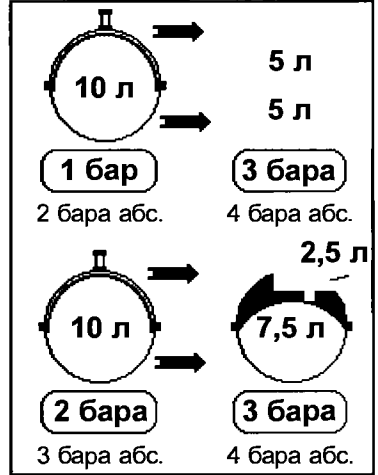


Рис. 80.17.

80.3. УПРАЖНЕНИЕ 3. Давление наддува

- А) Для того, чтобы обобщить все предыдущие рассуждения, ответьте каким давлением следует предварительно надуть бачок на установке, представленной на рис. 80.13?
- Б) Как проверить величину давления наддува на бачке, смонтированном в установке?

Прежде, чем отвечать, вы имеете право подумать!

* В отечественной литературе этот закон известен как закон Бойля-Мариотта: при постоянной температуре объем V данной массы газа обратно пропорционален его давлению P , то есть $PV = C = \text{const}$. Закон справедлив для идеальных газов. Для реальных газов величина постоянной C зависит от давления. Закон установлен независимо Бойлем (в 1660 г.) и Мариоттом (в 1676 г.) (прим. ред.).

Решение упражнения 3

А) Каким давлением следует предварительно надуть бачок на установке (рис. 80.13)?

Мы уже убедились, что если давление наддува бачка низкое, то при повышении температуры воды в контуре срабатывает предохранительный клапан. Если же давление наддува слишком велико, клапан тоже срабатывает. Что же делать?

а) Для того, чтобы при температурном расширении воды бачок был бы в состоянии компенсировать это расширение, нужно, чтобы при заполнении контура водой с температурой 20°C вода могла бы свободно заполнять часть объема бачка (при этом давление в самой верхней точке контура должно оставаться выше атмосферного давления).

б) При работе установки, когда температура воды достигает максимального значения, нужно, чтобы изменение объема воды было полностью поглощено полезным объемом бачка, однако давление в бачке при этом должно оставаться ниже давления настройки предохранительного клапана.

в) При падении температуры воды до прежнего значения 20°C вся вода из бачка должна свободно возвратиться в контур и давление в гидравлическом контуре должно вернуться к своему первоначальному значению.

Чтобы выполнить условие б, необходимо иметь достаточно большой полезный объем расширительного бачка.

Чтобы обеспечить выполнение условий а и в, нужно иметь давление наддува бачка приблизительно равным давлению, при котором заполняется контур, то есть сумме геометрической высоты между уровнем бачка и самой верхней точки контура и гарантийного запаса. В нашем примере это давление равно примерно 1 бар с тем, чтобы при заполнении установки под давлением 1,1 бар небольшое количество воды заполнило часть бачка (см. рис. 80.18).

Б) Как проверить давление в расширительном бачке, если он уже установлен в гидравлический контур?

Прежде всего отметим, что самым подходящим моментом для регулирования давления азота в расширительном бачке является ситуация, когда бачок еще не установлен в контур, или когда контур еще не заполнен водой. Ясно, что абсолютно невозможно контролировать давление в бачке, когда установка работает!

Очевидно, что с обеих сторон мембраны бачка действует одно и то же давление. Если вы будете измерять давление наддува в бачке при работающей установке, манометр вам покажет точно такое же давление, которое показывает манометр в гидравлическом контуре. Поскольку это давление меняется в зависимости от температуры воды, давление только одного азота измерить невозможно.

Можно, конечно, демонтировать расширительный бачок, но для этого нужно частично слить воду из контура, чтобы давление воды оказалось ниже давления азота: бачок перед проверкой давления азота не должен содержать воду. Эта рутинная и неприятная операция требует полной остановки агрегата, затем частичного слива воды из гидравлического контура, а позднее – повторной заливки воды в контур и дренажа воздуха. Поэтому, иногда предпочитают использовать запорный вентиль, устанавливаемый между бачком и контуром. Внимание! Если такой вентиль установлен, его рукоятка (маховичок) обязательно должна быть заблокирована в открытом положении при штатной работе агрегата, чтобы не допустить случайного перекрытия магистрали между бачком и входом в насос, способного привести к серьезной поломке агрегата.

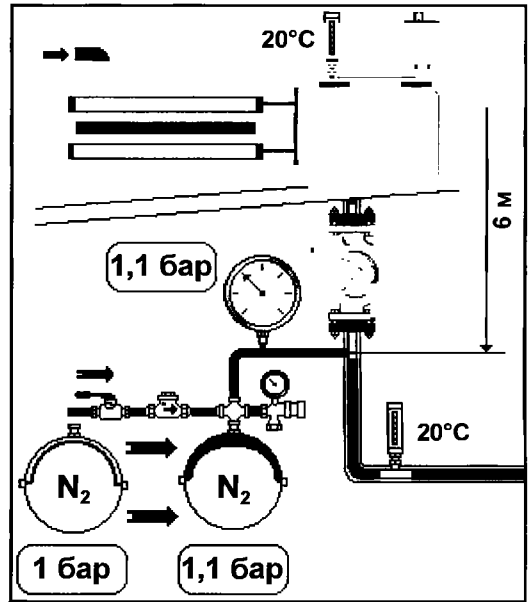


Рис. 80.18.

Итак, запомните! Прежде, чем заполнять водой какой бы то ни было закрытый контур, настоятельно рекомендуется в первую очередь проверить давление азота в расширительном бачке. Тем самым вы экономите массу ценного времени. Если этого не сделать, вам придется впоследствии сливать воду из контура (пусть даже и частично), вновь заполнять контур водой, производить дренаж воздуха, — и все это только для того, чтобы проверить давление азота в расширительном бачке. Не забывайте об этом!

80.4. УПРАЖНЕНИЕ 4. Ремонт треснувшей мембраны бачка

Вы прибыли для ремонта установки (рис. 80.13), которая нормально работала в течение многих лет. Проведя замеры давлений вы обнаружили, что давление на уровне расширительного бачка равно 0,5 бар. Поскольку разность уровней между верхней точкой гидравлического контура и бачком 6 м, вы дозаправляете контур водой и доводите давление на уровне бачка до 1,1 бар (так как вы человек опытный, вы к геометрической высоте добавили гарантийный запас 0,5 бар). После запуска агрегата температура растет, однако тут же срабатывает дренажный клапан. *Что же случилось с агрегатом?*

Решение упражнения 4

Аномальное падение давления воды в контуре указывает на то, что в контре не хватает воды. В этом случае прежде всего вы должны осмотреть гидравлический контур на предмет поиска утечек воды: это наиболее распространенная причина подобной неисправности.

После добавки воды и подъема давления в гидравлическом контуре до 1,1 бар вы запускаете установку, но давление в контуре начинает расти так быстро, как будто бачок чрезмерно наддут азотом. Однако установка работала много лет и никаких признаков того, что давление азота в бачке было слишком большим, не наблюдалось! Что же произошло? Запомните, после того, как вы приехали на место ремонта, поговорите с теми, кто работал с установкой или пользовался ею до вашего приезда: *они знают об установке гораздо больше, чем вы!*

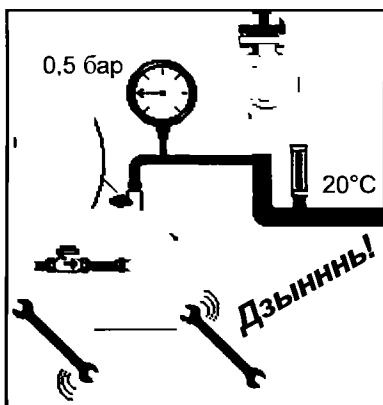


Рис. 80.19.

Если вам сказали, что в работу установки никто не вмешивался, проверьте положение запорного вентиля между бачком и контуром: он обязательно должен быть открыт. После этого остановите агрегат и подождите, пока вода в контуре охладится: это не займет много времени, поскольку дренажный клапан уже сработает.

В ожидании, пока охлаждается вода, попробуйте проверить бачок. Если можно, попытайтесь его приподнять. Если бачок покажется вам слишком тяжелым, как будто он весь заполнен водой, постучите по нему каким-нибудь металлическим предметом, например, гаечным ключом (в пустом бачке звук будет звонким, см. рис. 80.19).

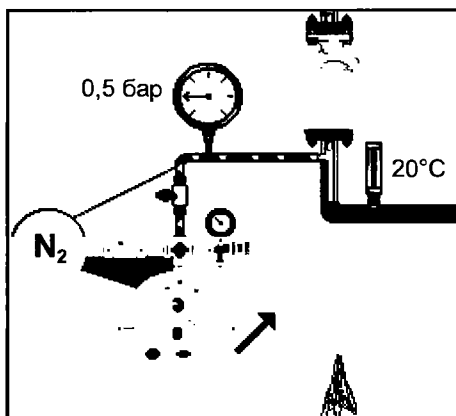


Рис. 80.20.

Если звук глухой, отожмите заправочный клапан бачка. В том случае, когда после отжима клапана из бачка польется вода вместо азота, можете не сомневаться — причина неисправности в разрушении разделительной мембраны. Азот из бачка ушел в контур, а затем был сброшен через дренажный клапан, после чего бачок целиком заполнился водой (см. рис. 80.20).

Порванная или негерметичная мембрана — неисправность редкая, однако нужно уметь ее установить, чтобы без колебаний пойти на замену бачка...

Внимание! При стравливании азота из бачка бывает так, что из запорного клапана выходит небольшое количество воды, даже если мембрана совершенно цела. Это случается тогда, когда бачок наддували не сухим азотом, а обычным сжатым неосушенным воздухом. Пары воды, содержащиеся в таком воздухе, в бачке могут сконденсироваться. *Поэтому для наддува расширительных бачков рекомендуется использовать исключительно сухой азот.*

НЕКОТОРЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСПОЛОЖЕНИЮ БАЧКА

Бачок рекомендуется устанавливать вертикально таким образом, чтобы патрубок, соединяющий бачок с контуром, выходил из верхней части бачка, то есть так, как мы изображали бачок на всех предыдущих схемах. Это несколько затрудняет процедуру контроля давления в бачке, поскольку заправочный клапан будет находиться внизу, но в случае разрушения мембраны такое положение бачка, как мы только что убедились, упрощает диагностику указанной неисправности.

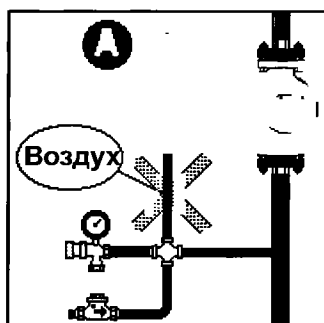


Рис. 80.21.

Когда бачок установлен заправочным клапаном вверх (*поз. А на рис. 80.21*), становится невозможным удаление воздуха из соединительного патрубка.

Воздух, находящийся в бачке, может занимать довольно заметный объем, при этом на столько же сокращая полезный объем бачка.

Однако, даже если бачок установлен клапаном вниз (*поз. В на рис. 80.22*), трубка, соединяющая бачок с контуром, должна быть как можно короче и не должна иметь зон, которые могут препятствовать движению воды из бачка в контур и обратно.

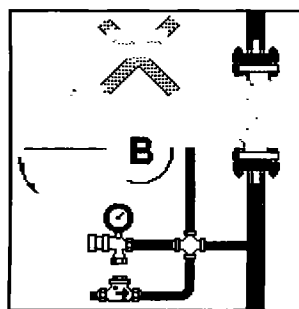


Рис. 80.22.

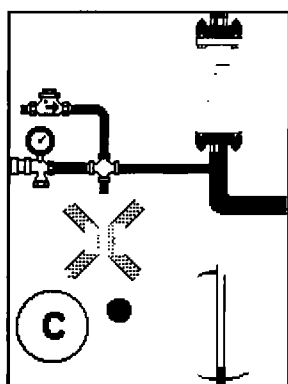


Рис. 80.23.

Бачок допускается устанавливать горизонтально (*поз. С на рис. 80.23*), если соединительный трубопровод направлен вверх. При любом расположении бачка диаметр соединительного трубопровода должен быть не меньше диаметра выходного патрубка бачка. По тем же соображениям, что и для *поз. В на рис. 80.22* не допускается уменьшение диаметра соединительного трубопровода.

Все ошибки, допущенные при монтаже расширительного бачка, могут привести к появлению завышенных потерь давления и закупорке соединительного трубопровода, что в свою очередь осложняет движение воды из контура в бачок (когда вода в контуре нагревается) и из бачка в контур (когда вода в контуре охлаждается). Если дополнительный объем воды, образовавшийся в результате ее теплового расширения, не может свободно переходить в расширительный бачок, предохранительный клапан начнет сбрасывать воду из контура, что совсем нежелательно!

Примечание. Всякий раз, когда предохранительный клапан срабатывает на контуре, который заполнен водным раствором гликоля, ваши проблемы можно считать умноженными на четыре. Во-первых, гликолевые растворы запрещено сливать в канализацию, поэтому иногда предохранительный клапан оснащают дополнительной емкостью для сбора сбрасываемой жидкости. Далее, дозаправить контур раствором гликоля не так просто, как может показаться. Для этого нужно использовать насос (ручной или электрический, в зависимости от потребного количества дозаправляемой ждкости), поскольку контур находится под давлением!

Примерно через полчаса работы установки после дозаправки нужно проверить концентрацию гликоля в растворе, чтобы гарантированно обеспечить перемешивание дозаправленной порции с раствором, находящимся в контуре, и убедиться в том, что полученная концентрация гарантированно не допустит замерзания раствора в испарителе. Всего этого можно избежать, если правильно смонтировать расширительный бачок, который должен работать безупречно. Поэтому к правилам монтажа бачков на контурах, заполненных гликолевыми растворами, нужно относиться особенно внимательно!

МОЖНО ЛИ УСТАНАВЛИВАТЬ РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАЧОК НА ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ НАСОСА?

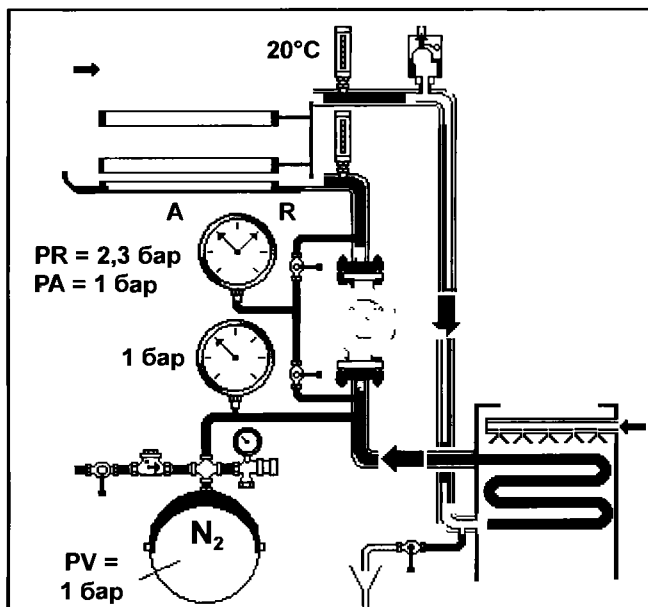


Рис. 80.24.

Вновь рассмотрим контур охлаждения конденсатора в закрытой градирне (см. рис. 80.24). Запустим насос и проанализируем давления в контуре, реализуемые при температуре 20°C.

Для измерения напора насоса установим манометры на всасывании (PA) и нагнетании (PR). Тогда напор $H = PR - PA = 2,3 - 1,0 = 1,3$ бар (см. раздел 79). Напомним, что в закрытом контуре напор насоса равен потерям давления в контуре, следовательно, в нашем случае *потери давления $\Delta P_{\text{конт}} = 1,3$ бар.*

Если разностью уровней между бачком и входом в насос можно пренебречь, то давление на входе в насос PA равно давлению в бачке

PV, то есть 1 бару: итак, когда бачок установлен на входе в насос, давление, которое показывает манометр на всасывании, равно давлению в бачке.

Теперь установим расширительный бачок на линии нагнетания насоса (см. рис. 80.25). Манометр нагнетания PR показывает давление в бачке, то есть 1 бар. Но контур не изменился и потери давления в нем остались равными 1,3 бар.

Поскольку эта величина должна быть равна напору насоса, то манометр на всасывании будет показывать $PA = 1 \text{ бар} - 1,3 \text{ бар} = -0,3 \text{ бар}$!

Давление на входе в насос становится ниже атмосферного, что недопустимо (см. раздел 93.6)!

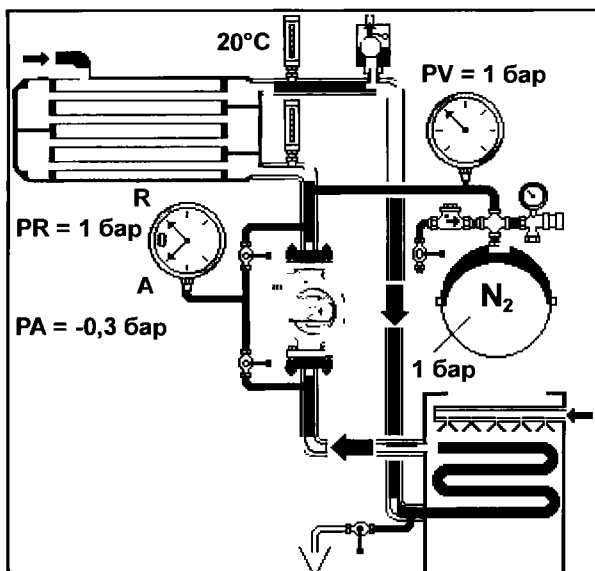


Рис. 80.25.

Если контур герметичен по воде, это вовсе не значит, что он будет герметичен по воздуху. Поэтому, при давлении в контуре ниже атмосферного, воздух может пройти в контур через многочисленные соединения (насос, вентили и т.д.) и появятся все те проблемы, которые обусловлены наличием воздуха.

Кроме того, появится опасность кавитации насоса, тем более, когда температура воды поднимется (см. раздел 77). При этом, если насос герметичный (что очень возможно для закрытого контура), его двигатель затоплен и подшипники смазываются пленкой воды. Если в контуре в большом количестве появляются воздушные пузыри, они могут сорвать пленку и насос заклинит.

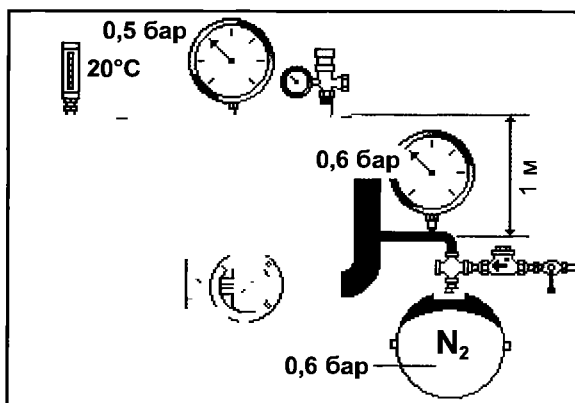


Рис. 80.26.

Поэтому большинство производителей насосов рекомендуют поддерживать минимальное значение давления всасывания не ниже 0,5 бар.

И в завершение укажем, что именно расширительный бачок является точкой отсчета давлений в закрытом контуре (см. рис. 80.26). Его нужно всегда устанавливать на всасывании насоса. Так, если бачок наддут, например, давлением 0,6 бар, в точке подключения бачка давление в контуре тоже будет равно 0,6 бар. Все другие давления будут отсчитываться от этого значения. Например, манометр, расположенный на 1 м выше бачка, будет показывать давление 0,5 бар.

МОЖНО ЛИ УСТАНАВЛИВАТЬ РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАЧОК НА ВЫХОДЕ ИЗ КОНДЕНСАТОРА?

На выходе из конденсатора температура воды может превышать 50°C, например, по причине падения расхода воды через конденсатор.

Если на выходе из конденсатора установить расширительный бачок, то при повышении температуры воды в бачок из контура будет поступать наиболее теплая вода, объем которой, вследствие роста температуры, будет увеличиваться.

Эта теплая вода через разделительную мембрану начнет передавать тепло азоту, который в свою очередь также начнет расширяться и поднимать давление!

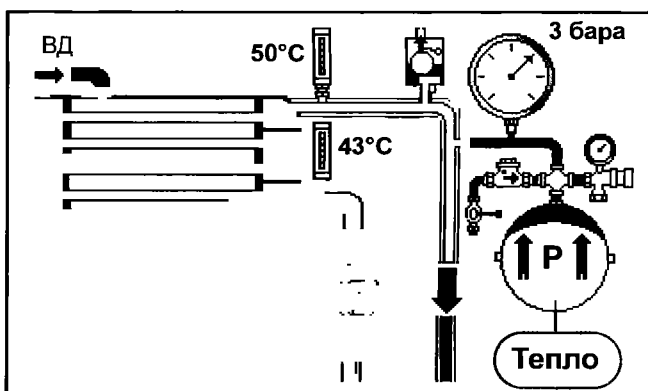


Рис. 80.27.

Итак, теплая вода, которая поступает в бачок со сжатым азотом, будет способствовать дальнейшему росту давления азота из-за роста температуры. В результате давление азота может вырасти настолько, что сработает предохранительный клапан (см. рис. 80.27): вы получите ситуацию, аналогичную слишком высокому давлению наддува расширительного бачка.



Поэтому подключение расширительного бачка всегда производится к всасывающей магистрали насоса, и всегда – к наиболее холодной точке контура. Эти два требования подлежат неукоснительному выполнению.

А ЕСЛИ БАЧОК СЛИШКОМ ВЕЛИК ИЛИ СЛИШКОМ МАЛ!

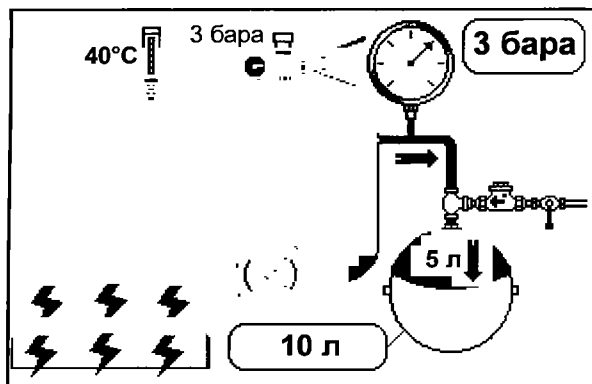


Рис. 80.28.

На установке (см. рис. 80.28) предусмотрено, что вода может нагреваться до 60°C, однако уже при 40°C давление достигает 3 бар и срабатывает предохранительный клапан.

Вы все проверили. Заполнение контура водой, давление наддува бачка, его подключение, состояние мембраны: все абсолютно в норме.

Когда температура поднимается до 40°C, срабатывает предохранительный клапан, хотя вам нужна вода с температурой 60°C. *Остается только одна причина – слишком мал объем расширительного бачка.*

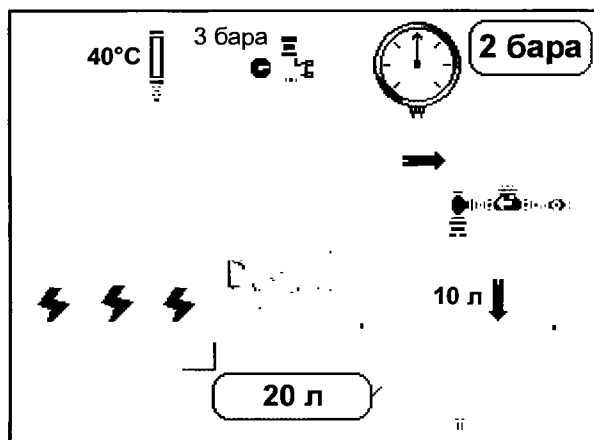


Рис. 80.29.

Чтобы понять, в чем проблема, рассмотрим две схемы: рис. 80.28 и рис. 80.29. **Каждый бачок наддут давлением 1 бар**, но в первой схеме объем бачка равен 10 л, а во второй – 20 л (предохранительный клапан в обеих схемах настроен на срабатывание при давлении 3 бара).

Выполним небольшой расчет на основании уже рассмотренного нами закона Бойля-Мариотта (см. раздел 80.3): $PV = \text{const}$ (напомним, что в качестве давления нужно рассматривать абсолютное давление).

Полезный объем 1-го бачка: $(1+1) \times 10 = (3+1) \times V \Rightarrow V_{\text{азота}} = 20 / 4 = 5$ л.

Полезный объем 2-го бачка: $(1+1) \times 20 = (3+1) \times V \Rightarrow V_{\text{азота}} = 40 / 4 = 10$ л.

Итак, во втором бачке может содержаться до 10 л избыточного объема воды, образующегося в результате ее теплового расширения, прежде чем давление в контуре превысит 3 бара (что приведет к срабатыванию предохранительного клапана). В первом же бачке давление превысит 3 бара, как только избыточный объем воды станет равным 5 л, то есть в 2 раза меньше! Очевидно, что именно в этом и состоит проблема первой схемы. Прирост объема воды при ее тепловом расширении уже для температуры 40°C составит 5 л, давление возрастает свыше 3 бар и дренажный клапан начинает сбрасывать воду: объем бачка слишком мал!



Отсюда следует, что чем больше объем бачка, тем больше его полезный объем и тем меньше вероятность срабатывания предохранительного клапана при росте температуры воды.

Следовательно, расширительный бачок никогда не бывает слишком большим.

Как предотвратить возможность установки бачка с недостаточно большим объемом?

а) Если вы хотите оценить полный объем воды в контуре, а затем рассчитать изменение этого объема при изменении температуры, то вам не позавидуешь. Нужно подсчитывать объемы абсолютно всех элементов контура: теплообменников, ресиверов, труб и т.д. Это долго и скучно. *Заметим, что вы можете очень быстро узнать объем воды в контуре, если в процессе его заполнения запишете показания счетчика воды в водопроводе перед началом заполнения и после его окончания.*

б) Если максимальная температура воды может быть задана, то прирост объема воды в контуре за счет температурного расширения рассчитывается довольно легко. Однако помните, что с ростом температуры прирост объема увеличивается очень быстро. Например, вы рассчитываете прирост объема, исходя из того, что максимальная температура воды равна 40°C, однако в процессе работы установки температура воды может иногда достигать 60°C. В этом случае окажется, что объем расширительного бачка, выбранный из условия максимальной температуры воды 40°C, будет явно недостаточным.

в) Если в контур, работавший на чистой воде, с целью его защиты от замерзания заливают раствор гликоля, то следует иметь в виду, что увеличение объема раствора гликоля при его тепловом расширении может, в зависимости от концентрации раствора, составлять до 20%. В этом случае установленный в контуре расширительный бачок может оказаться слишком маленьким!



Разобраться в том, как работает расширительный бачок (этот очень простой и одновременно достаточно сложный элемент закрытого гидравлического контура), какие неисправности с ним связаны, значит наверняка избежать множества повторяющихся неприятностей при работе гидравлических контуров: пониженного расхода воды, отключения компрессора по командам предохранительного реле НД или ВД, срабатывания датчика защиты от замерзания воды в испарителе, кавитации и разрушения насосов, коррозии, накипи, закупорки и т.д.

80.5. УПРАЖНЕНИЕ. РАСЧЕТ ОБЪЕМА РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАЧКА

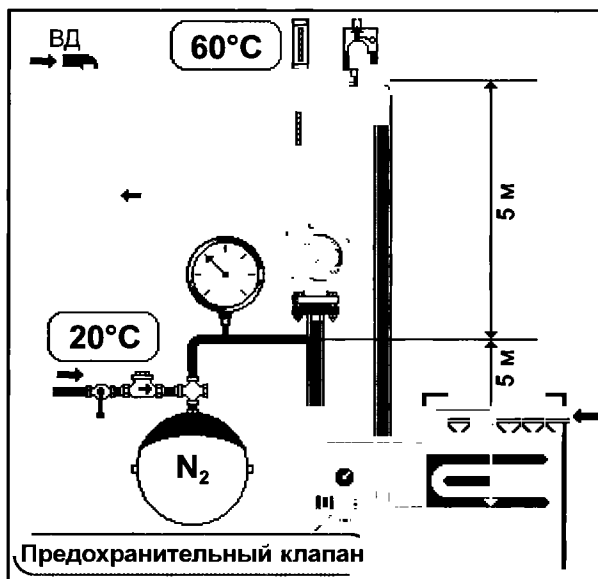


Рис. 80.30.

Чтобы завершить раздел 80, рассчитаем объем расширительного бачка для контура закрытой градирни. Возьмем следующие исходные данные (см. рис. 80.30):

Объем воды в конденсаторе равен 40 л.

Объем воды в теплообменнике градирни равен 60 л.

Полная длина трубопроводов диаметром 80 / 90 мм равна 40 м.

Максимальная рабочая температура равна 60°C.

В контур заливается водный раствор гликоля с концентрацией 30%, тепловое расширение которого в диапазоне температур от 20°C до 60°C составляет 2,6% от полного объема.

Предохранительный клапан настроен на срабатывание при давлении 3 бара и расположен на 5 м ниже расширительного бачка.

Расчет объема гликолевого раствора в контуре.

Объем в трубах = $40 \times (\pi \times 0,08^2) / 4 = 0,2 \text{ м}^3 = 200 \text{ л}$.

Объем в установке = 200 (трубы) + 40 (конденсатор) + 60 (теплообменник) = 300 л.

Прирост объема при расширении $V_u = 300 \times 2,6\% = 7,8 \text{ л}$.

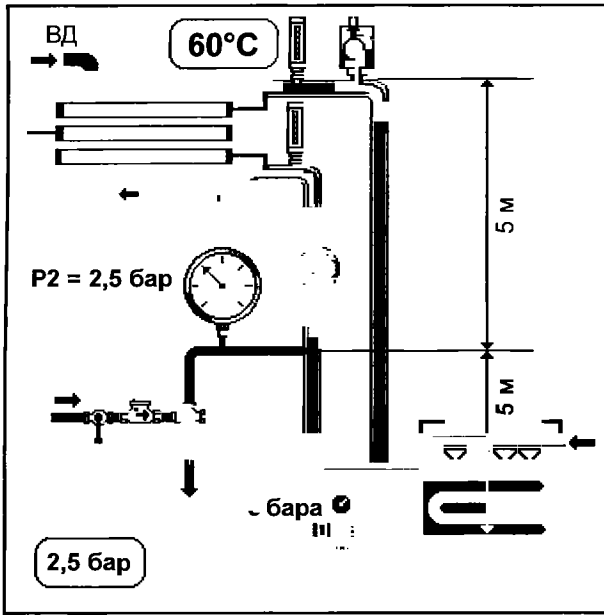


Рис. 80.31.

Давление наддува бачка = 5 м вод. ст. (расстояние между уровнем расширительного бачка и самой верхней точкой установки) + 5 м вод. ст. (гарантийный запас) = 10 м вод. ст. или 1 бар.

Максимально допустимое давление в расширительном бачке при температуре 60°C равно 3 бара (настройка предохранительного клапана) – 0,5 бар (разность уровней между бачком и предохранительным клапаном), то есть 2,5 бар.

Внимание: когда давление на входе в предохранительный клапан равно 3 барам, давление в бачке будет равно 2,5 бар, поскольку бачок находится выше предохранительного клапана на 5 м (см. рис. 80.31).

Итак, когда в нашем бачке, предварительно наддутом азотом до давления 1 бар (2 бара абсолютных), будет находиться 7,8 л расширившегося раствора гликоля, давление в бачке должно быть не более 2,5 бар (3,5 бар аб-

солютных), чтобы не допустить срабатывания предохранительного клапана.

Обозначим через V полный объем расширительного бачка, предварительно наддутого азотом до 1 бара избыточного давления (то есть до 2 бар абсолютных).

Когда 7,8 л гликолевого раствора, образовавшихся в результате температурного расширения, перейдут в бачок, давление в нем не должно быть больше 2,5 бар избыточных, или 3,5 бар абсолютных (см. рис. 80.32).

Объем $V_{азота}$, содержащегося изначально в бачке при давлении 2 бара абсолютных, уменьшится на величину 7,8 л, сожмется, и составит $V_1 = V - 7,8$ л при давлении не более 3,5 бар абсолютных. Вновь используем закон Бойля-Мариотта ($PV = const$) при этих данных:

$2 \times V = 3,5 \times (V - 7,8)$, откуда найдем $V = 18,2$ л – минимальный полный объем нашего расширительного бачка.

Учтите, что в данном случае мы получили значение минимально допустимого полного объема бачка. Если мы возьмем бачок с объемом, в точности равным 18,2 л, предварительно наддутый до давления 1 бар, то при поступлении в него гликолевого раствора объемом 7,8 л давление в бачке вырастет до 2,5 бар (а 2,5 бар в бачке соответствует 3 барам на входе в предохранительный клапан, который в этом случае обязательно сработает).

Примечание. В общем случае желательно, чтобы объем расширительного бачка по меньшей мере на 25% превышал бы минимально допустимый объем. В этом случае целесообразно настроить давление наддува бачка в соответствии с разностью уровней H между местом размещения бачка и самой верхней точкой контура установки. Для холодильных установок контур заполняют водой (или раствором гликоля) под давлением, соответствующим высоте $H + 5$ м вод. ст. Так, если давление в верхней точке контура будет равно 0,5 бар, то это давление действует дополнительно к тому, которое создает запас воды в расширительном бачке.

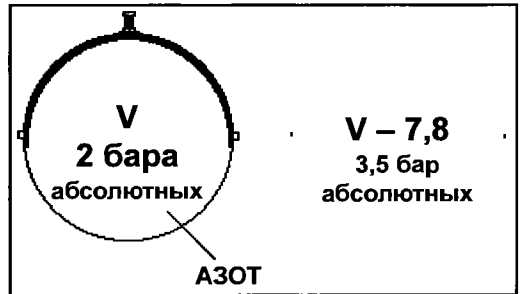


Рис. 80.32.



Подбор бачка для контуров ледяной воды см. в разделе 91.

Для передачи холода с помощью ледяной воды требуются только два теплоизолированных трубопровода, диаметры которых будут практически такие же, как диаметры трубопроводов для хладагента. Вода – это неагрессивная, недорогая и не загрязняющая окружающую среду жидкость. Технология производства, распределения и использования ледяной воды не слишком сложная. В последнее время все больше и больше вместо систем непосредственного кипения даже в торговом холоде используют системы охлаждения с водными растворами гликолей для холодоснабжения торгового холодильного оборудования при плюсовых температурах в охлаждаемом объеме.

Существует множество конкретных примеров, подтверждающих целесообразность такого решения. Тысячи офисов, крупных магазинов и гостиниц в больших городах (в Париже в квартале La Défense*, в Лионе в бизнес-центре La Part Dieu*) подключены к подземным коммуникациям “ледяной воды”, которые, в свою очередь, связаны с огромной централью по производству “ледяной воды”. Компрессорная станция, являющаяся сердцем такой централи, насчитывает множество мощных высокопроизводительных компрессоров, оснащенных сложными системами автоматики и средствами обеспечения безопасности. Разумеется, управление подобными центральями должно осуществляться только специально подготовленными людьми.

3) Проблема регулирования систем непосредственного охлаждения.

Когда компрессор обычного кондиционера выключен, воздух, проходящий через испаритель, не охлаждается. При запуске компрессора холодопроизводительность испарителя становится максимальной и воздух очень быстро “замораживается” (см. раздел 30.2).

Такие колебания совершенно неприемлемы, если вы хотите поддерживать требуемые значения температуры и влажности воздуха с высокой точностью (см. рис. 81.3).

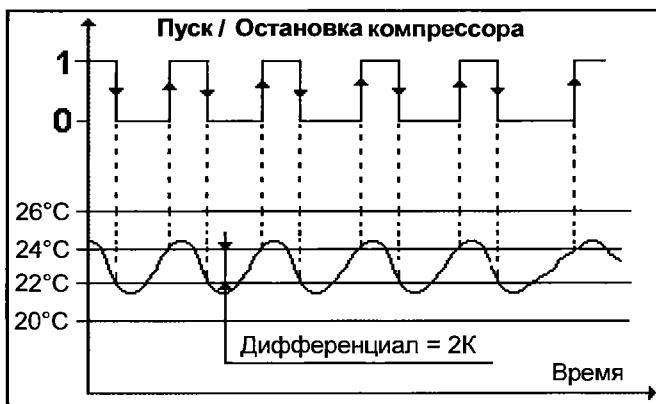


Рис. 81.3.

Ледяная вода вполне способна решить эту проблему. Действительно, благодаря испытанным методам регулирования и высокой надежности гидравлического контура, к батареям воздухоохлаждителей может подаваться точно такое количество ледяной воды, которое необходимо в данный момент. Точность поддержания требуемых параметров воздуха на выходе из воздухоохлаждителей не идет ни в какое сравнение с системой непосредственного охлаждения.

Чтобы лучше понять работу агрегатов по производству ледяной воды, вам следует предварительно овладеть методами ремонта небольших установок непосредственного охлаждения, которые описаны в самом начале настоящего пособия (разделы с 1 по 58).

Практические навыки, приобретенные монтажником или ремонтником-холодильщиком на небольших установках непосредственного охлаждения, послужат прочной основой для овладения методами диагностики и устранения неисправностей в агрегатах по производству ледяной воды.

* La Défense: бизнес-центр в Париже, насчитывающий множество современных небоскребов из стекла и металла.
La Part Dieu – такой же бизнес-центр в Лионе (прим. ред.).

82. ИСПАРИТЕЛЬ ВОДООХЛАЖДАЮЩЕЙ МАШИНЫ

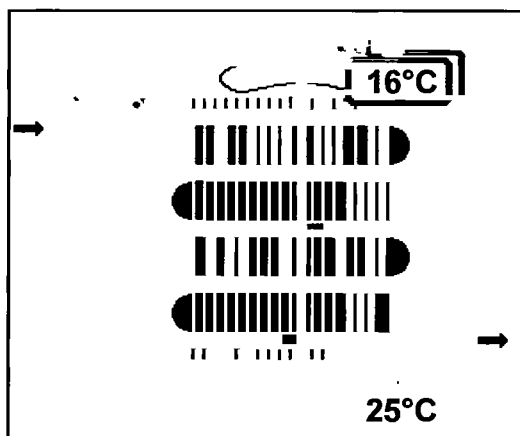


Рис. 82.1.

Для начала посмотрим, что происходит внутри испарителя, чтобы лучше понять его работу.

На испарителе с непосредственным охлаждением воздуха очень важно соблюдать нужное направление прохождения воздуха через испаритель, чтобы одновременно обеспечить хорошее заполнение испарителя жидким хладагентом и получить нужную величину перегрева пара хладагента на выходе из испарителя.

Поэтому теплый воздух должен поступать на испаритель с той стороны, откуда выходит пар хладагента (см. рис. 82.1), чтобы оптимизировать величину перегрева этого пара.

Заметим, что такая схема организации процесса теплообмена, называемая противотоком (см. раздел 45), обеспечивает максимальную эффективность этого процесса.

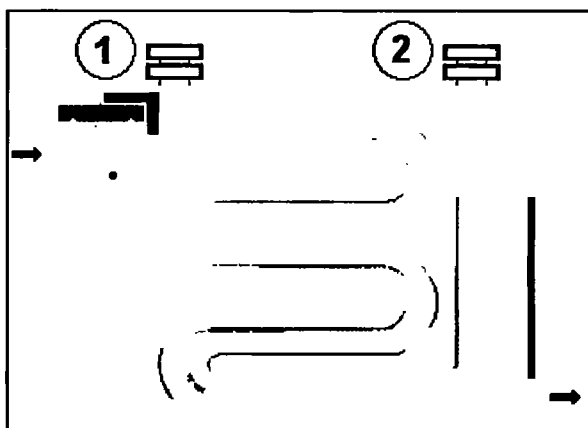


Рис. 82.2.

На рис. 82.2 показан испаритель для охлаждения воды, представляющий собой один из наиболее простых вариантов, который называют коаксиальным испарителем.

Жидкий хладагент проходит по центральной трубе такого испарителя, выкипая в ней точно так же, как и в испарителе для охлаждения воздуха.

Охлаждаемая вода циркулирует в кольцевом пространстве между двумя трубами.

Как по-вашему, через какой фланец вода входит в испаритель (рис. 82.2), через фланец 1 или через фланец 2?

Хладагент кипит в центральной трубе. Однако вода, которая должна циркулировать в кольцевом зазоре между двумя трубами, движется в строго определенном направлении.

Действительно, для испарителя водоохлаждающей машины нужно решать те же самые задачи, что и в испарителе воздухоохлаждающей: оптимизировать зону перегрева и обеспечить теплообмен по принципу противотока.

Поэтому жидкая вода должна входить в испаритель с той стороны, откуда выходит хладагент, то есть через фланец 2.

Заметим, что в этом случае вода движется навстречу хладагенту, что позволяет обеспечить максимальную производительность испарителя.

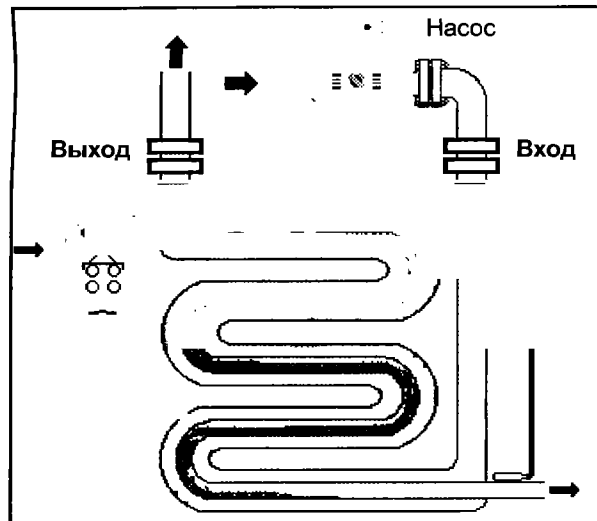


Рис. 82.3.

На рис. 82.3 показано правильное направление движения воды.

Однако, если требуется очень большая холодопроизводительность и, следовательно, большой расход ледяной воды, становится нецелесообразным использовать коаксиальные испарители, так как их длина оказалась бы огромной.

В этом случае используют кожухотрубные испарители, так же, как это делается для конденсаторов (см. раздел 69). Кожухотрубный испаритель (см. рис. 82.4) представляет собой пучок параллельно установленных медных труб, развальцованных в трубных досках, которые вставлены в цилиндрическую оболочку, закрытую с торцев крышками.

Напомним, что в кожухотрубных конденсаторах вода циркулирует внутри труб, а хладагент конденсируется в межтрубном пространстве (это обусловлено, в том числе, и более простым решением задачи очистки труб).

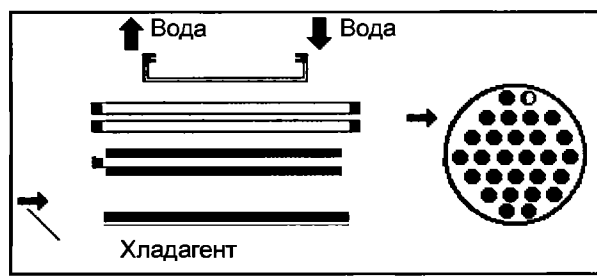


Рис. 82.4.

Однако, в кожухотрубных испарителях малой и средней холодопроизводительности внутри труб циркулирует именно кипящий хладагент.

Для улучшения теплообмена при минимальных размерах в кожухотрубных испарителях устанавливают систему продольных и поперечных перегородок (см. рис. 82.5).

Эти перегородки заставляют и хладагент, и воду при движении внутри испарителя менять направления движения, совершая несколько проходов соответственно влево/вправо и вверх/вниз. Трубы, объединенные в один пакет, называют проходом. Испаритель на рис. 82.5 имеет 3 прохода.

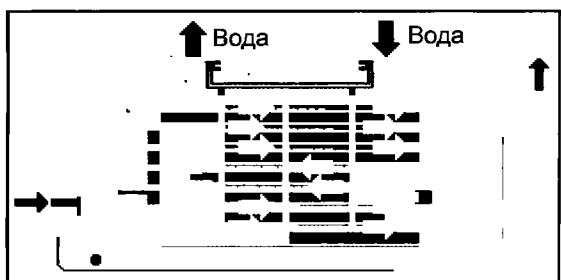


Рис. 82.5.

Хладагент, который выходит из ТРВ, поступает в трубы первого прохода.

По мере выкипания жидкого хладагента в испарителе образуется все больше и больше паров, которые занимают все больший объем (см. раздел 1).

При этом, чтобы скорость движения хладагента по трубам росла не слишком сильно (а следовательно, не слишком сильно росли и потери давления в испарителе), количество труб в каждом проходе по мере приближения к всасывающему коллектору увеличивается...

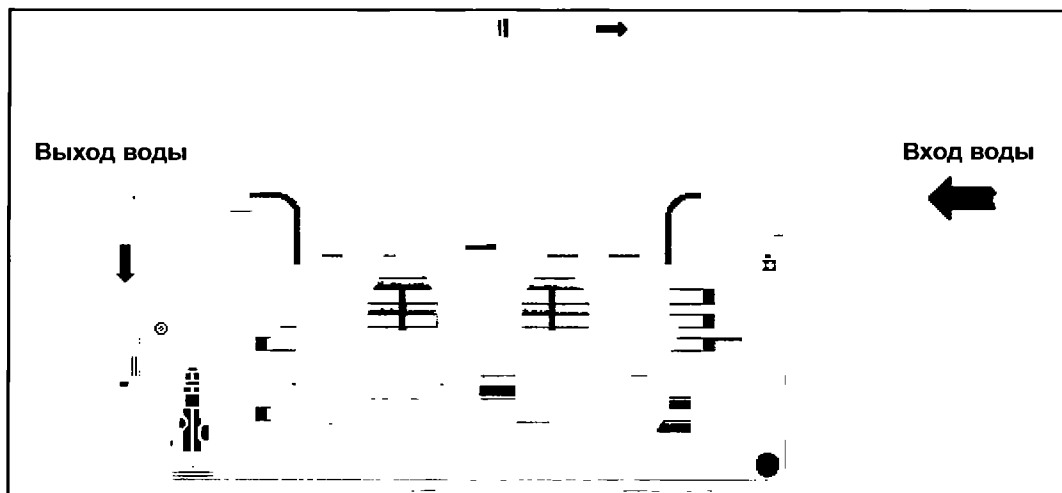


Рис. 82.6.

Поток воды направляется перегородками, которые одновременно поддерживают пучки труб. Она обтекает трубы сверху вниз или снизу вверх перпендикулярно осям труб, как показано на рис. 82.6. Если вам однажды придется вскрыть оболочку кожухотрубного испарителя (например, из-за замораживания воды в нем), то вы увидите как плотно установлены в нем трубки, и какое мизерное пространство зарезервировано для прохода воды. Испаритель может насчитывать более 200 плотно прилегающих друг к другу трубок. Это позволяет сильно сократить габариты испарителя, но снижает устойчивость испарителя к замерзанию воды в нем!

Первостепенным условием нормальной работы испарителя водоохлаждающей машины является поддержание требуемого расхода воды в нем. Падение расхода воды приводит к образованию застойных зон и зон с плохой циркуляцией воды: в этих зонах, где трубы снаружи плохо омываются водой, больше всего следует опасаться замерзания воды.

Термобаллон ТРВ в таких испарителях устанавливают на выходе из испарителя, на трубопроводе, через который выходит всасываемый пар. Чтобы поддерживать нужную величину перегрева пара хладагента на выходе из испарителя и обеспечить нормальную работу ТРВ, нужно, чтобы теплая вода входила в испаритель со стороны выхода паров хладагента. Теплообмен по принципу противотока обеспечивает наилучшие условия работы холодильной машины.

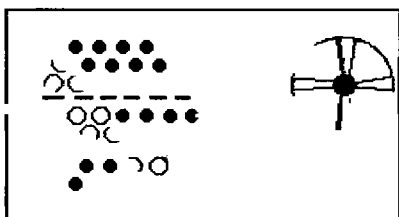


Рис. 82.7.

Примечание. Чтобы повысить коэффициент теплообмена между хладагентом и водой, трубки испарителя оснащаются турбулизаторами потока (см. рис. 82.7) или имеют так называемую искусственную шероховатость (бороздки) на внутренней поверхности. Однако наличие искусственной шероховатости осложняет возврат масла из испарителя, если компрессор работает с пониженной холодопроизводительностью (в этом случае необходимо устанавливать компрессор с предварительным вакуумированием испарителя, см. раздел 29).

Г | НУЖНО УСТАНАВЛИВАТЬ НАСОС | | • ВО | !

Вначале напомним некоторые правила, которые следует соблюдать при монтаже системы, если вы хотите обеспечить нормальную работу установки.

С помощью рис. 82.8 поясним основные правила монтажа компонентов гидравлического контура.

Во всех случаях главной опасностью является опасность замерзания воды в испарителе со следующими основными последствиями:

- ▶ Попадание воды в контур хладагента и даже в картер компрессора.
- ▶ Потеря всего хладагента.
- ▶ Полное прекращение производства холода
- ▶ Очень длительные и скучные ремонтные работы.

Следовательно, нужно принять все возможные меры, чтобы не допустить такой катастрофы.

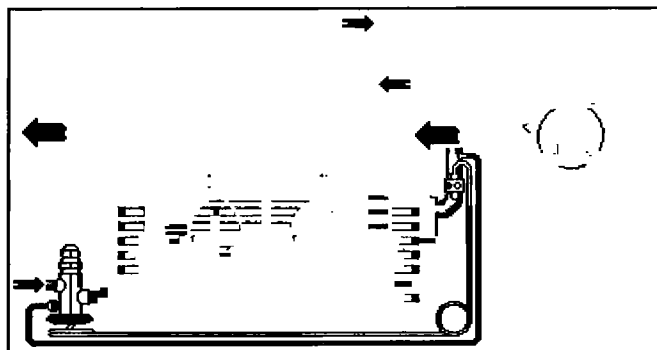


Рис. 82.8.

В первую очередь, мы напоминаем о необходимости соблюдения направления движения воды по отношению к направлению движения хладагента. Производители теплообменной аппаратуры четко указывают на их продукции, где находится вход воды, а где – выход

Насос должен быть установлен на входе воды в испаритель. Между насосом и испарителем не должно быть никаких вентилях, регуляторов или ответвлений.



Основное требование: расход воды через испаритель должен быть обязательно постоянным.

Чтобы вода нормально обтекала все трубки, насос должен подавать воду в испаритель. Подаваемая в испаритель вода обтекает трубки сверху вниз и снизу вверх, что облегчает удаление возможных воздушных пузырей и ограничивает опасность замерзания воды в застойных зонах. Потери давления по воде на кожухотрубных испарителях, как правило, достаточно велики.

В частности, на некоторых моделях испарителей они могут превосходить 4 м вод. ст.

Если насос установлен на выходе из испарителя, то давление воды в испарителе (см. рис. 82.9) становится очень низким.

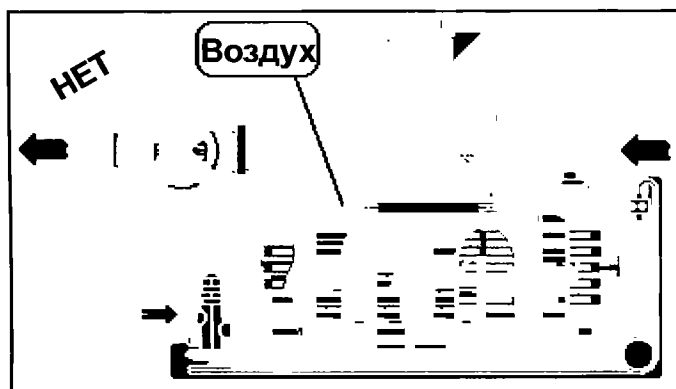


Рис. 82.9.

Это благоприятствует выделению воздуха, растворенного в воде и увеличивает опасность возникновения воздушных пробок. Расход воды будет снижаться, а в некоторых, особо неблагоприятных случаях, может начаться и кавитация насоса.

82.1. МОНТАЖ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОНТУРА НА ИСПАРИТЕЛЕ И ПОДКЛЮЧЕНИЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

УПРАЖНЕНИЕ 1

У некоторых испарителей вход и выход хладагента находятся с одной стороны (см. рис. 82.10). Как в этом случае устанавливать насос?

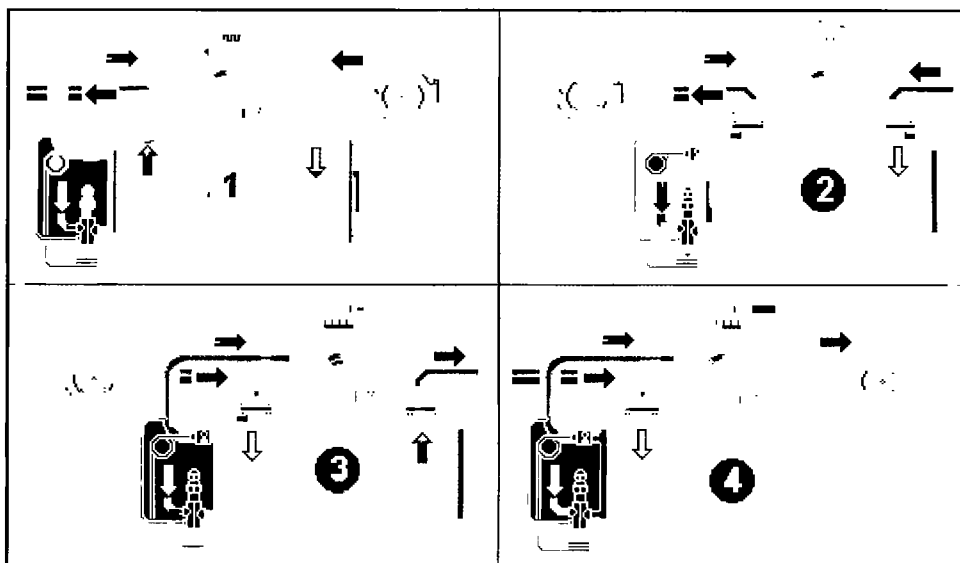


Рис. 82.10.

УПРАЖНЕНИЕ 2

В цепях управления работой холодильного агрегата разработчики предусматривают клеммы, которые при поставке соединяются шунтирующей перемычкой. Перед пуском установкой перемычку (например, между клеммами 50 и 51 на рис. 82.11) удаляют и подключают к этим клеммам один (или несколько) приборов системы управления. Какой из двух вариантов схем (см. рис. 82.11), на ваш взгляд, обеспечивает нормальную работу установки.

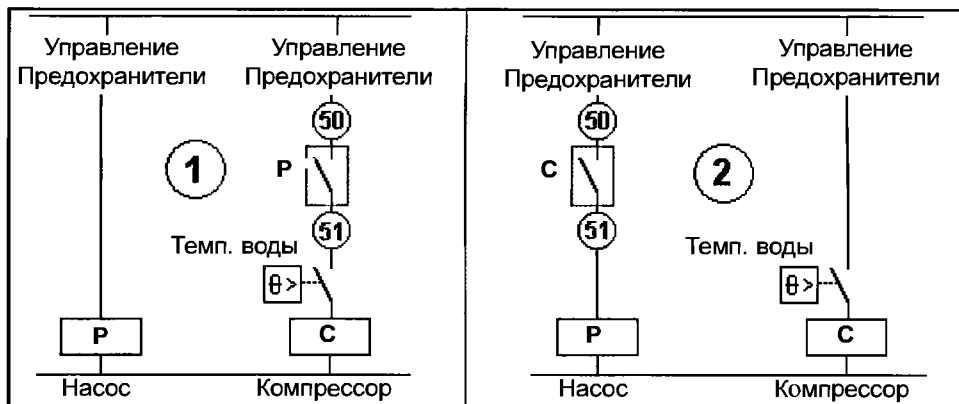


Рис. 82.11.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

В вариантах *поз. 2* и *поз. 4* (см. рис. 82.10) насос установлен на выходе из испарителя и всасывает из него воду: это неприемлемо. В варианте *поз. 1* насос установлен на входе в испаритель и нагнетает туда воду, что правильно, однако вход теплой воды не находится там, откуда выходит перегретый пар хладагента. Когда пары перегреваются за счет холодной воды, зона перегрева должна быть очень длинной, то есть площадь поверхности, на которой идет теплообмен между кипящим хладагентом и водой, будет снижена, что приведет к снижению холодопроизводительности испарителя.

Таким образом, оптимальным вариантом является вариант *поз. 3*: насос нагнетает воду в испаритель и, вдобавок к этому, более теплая вода входит в испаритель со стороны, где установлен термобаллон ТРВ, в зоне, где осуществляется перегрев паров хладагента.

Решение упражнения 2

Схема *поз. 2* (см. рис. 82.11) крайне опасна. В самом деле, компрессор может запуститься, даже если насос ледяной воды остановлен (отключен рубильником или предохранителем). В этот момент, поскольку расход воды через испаритель отсутствует, создаются все условия для неисправности “слишком слабый испаритель”, сопровождающейся падением температуры кипения. Вода через испаритель не циркулирует, температура кипения становится ниже 0°C, и все это вместе взятое приводит к замерзанию воды в испарителе и, как следствие, разрушению трубок с хладагентом!

В схеме *поз. 1* при выключении насоса его контакт Р сразу же размыкается и компрессор останавливается. Следовательно, в этой схеме компрессор может работать только тогда, когда работает насос ледяной воды. Таким образом, схема *поз. 1* является верной.



Удостоверьтесь, что холодильный компрессор останавливается сразу же, как только выключается насос ледяной воды. Эта мера предосторожности – самое первое и самое простое, что нужно выполнить при контроле работы агрегата по производству ледяной воды.

82.2. УПРАЖНЕНИЕ 3. Сдвоенные насосы

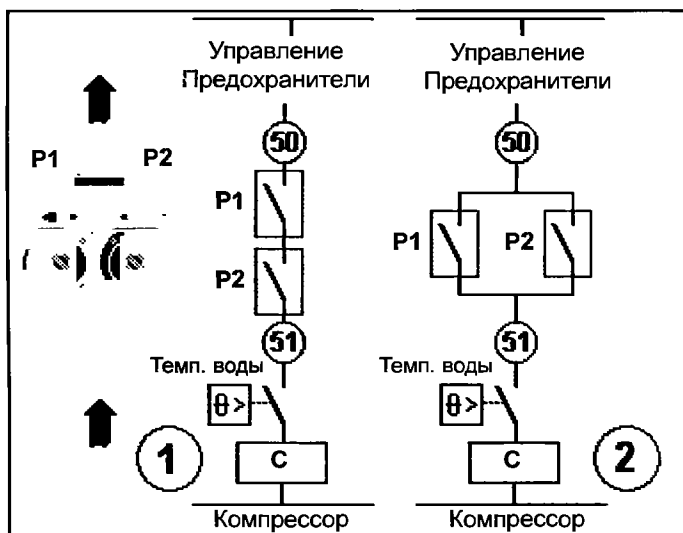


Рис. 82.12.

Сдвоенные насосы P1 и P2 установлены параллельно в контуре ледяной воды (см. рис. 82.12).

Одновременно может работать только один из насосов (один из насосов при этом находится в резерве, чтобы в случае необходимости, при отказе работающего насоса, обеспечить непрерывную работу агрегата).

Какой, по-вашему, в этом случае должна быть схема управления работой компрессора?

Решение упражнения 3

Поскольку одновременно работает только один насос, компрессор должен работать только тогда, когда работает либо насос 1, либо насос 2.

Следовательно, нам нужна схема *поз. 2* на *рис. 82.12*, когда контакты P1 и P2 подключены параллельно, что является правильным.

В схеме *поз. 1* контакты P1 и P2 подключены последовательно. Поэтому, чтобы компрессор запустился, необходима одновременная работа обоих насосов!

ДОЛЖЕН ЛИ НАСОС ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ РАБОТАТЬ ПОСТОЯННО!

Давайте вновь рассмотрим испаритель для охлаждения воздуха. Где должен быть установлен датчик температуры воздуха для управления работой компрессора?

Так как нам нужно поддерживать заданную температуру в охлаждаемом помещении, датчик температуры воздуха может находиться либо в помещении, либо на входе воздуха в испаритель (см. *рис. 82.13*).

Чтобы термобаллон датчика температуры измерял действительно нужную нам температуру воздуха, воздух в помещении нужно постоянно перемешивать, особенно когда речь идет о помещении большого объема.

Поэтому в кондиционерах вентилятор испарителя работает постоянно, обеспечивая перемешивание воздуха.

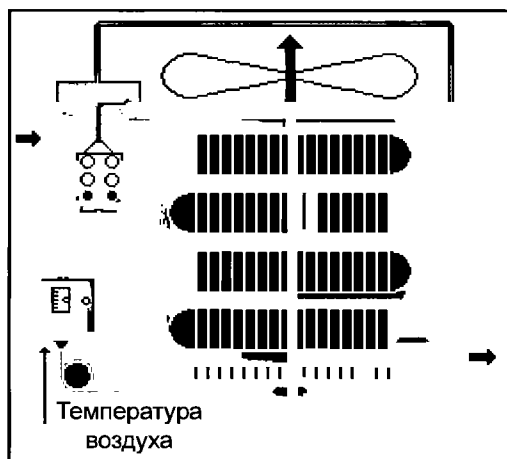


Рис. 82.13.

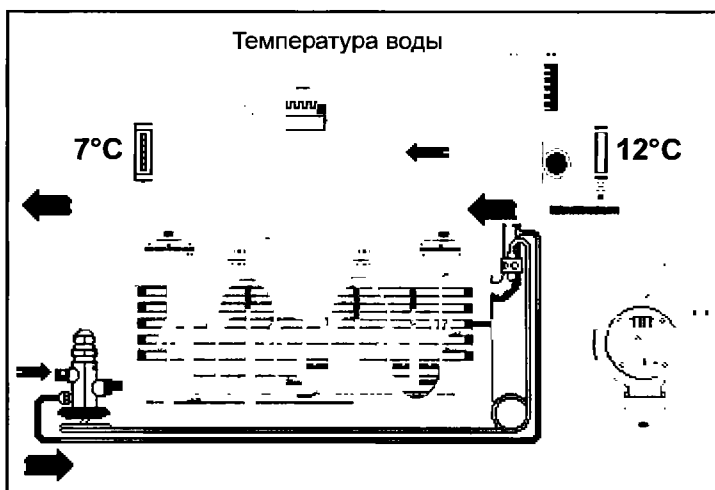


Рис. 82.14.

В агрегате по производству ледяной воды термобаллон датчика температуры, управляющего работой компрессора, должен обязательно измерять температуру воды, а не воздуха, поскольку компрессор обеспечивает именно охлаждение воды.

Теперь посмотрите на схему (*рис. 82.14*) и попытайтесь представить, что произошло бы, если бы насос ледяной воды остановился бы одновременно с компрессором?

Решение на следующей странице...

Термобаллон датчика температуры измеряет температуру воды на входе в испаритель. Если насос ледяной воды останавливается одновременно с выключением компрессора, вода сразу же перестает циркулировать. Тогда датчик температуры будет измерять температуру неподвижной воды, которая находится в трубопроводе. В пределе, если бы трубопровод был полностью теплоизолирован, температура термобаллона никогда бы не поднялась, и датчик температуры никогда бы не выдал команду на запуск компрессора! То есть, ожидая, что температура термобаллона поднимется и датчик выдаст команду на запуск компрессора, мы можем столкнуться с ситуацией, когда никакой циркуляции воды в гидравлическом контуре не будет (поскольку насос выключен) и никакого охлаждения воздуха в помещении не произойдет!



Насос ледяной воды должен работать постоянно, чтобы термобаллон датчика температуры постоянно омывался водой.

МОЖНО ЛИ УСТАНАВЛИВАТЬ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУРЫ ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ НА ВЫХОДЕ ВОДЫ ИЗ ИСПАРИТЕЛЯ?

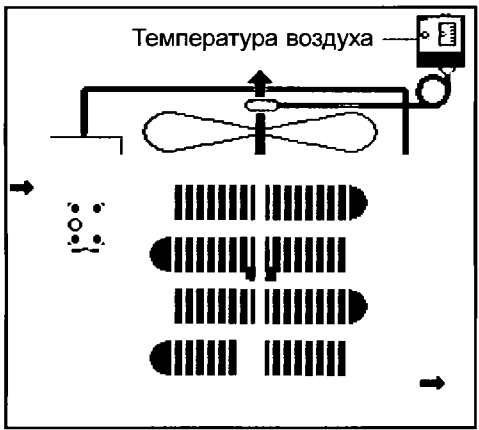


Рис. 82.15.

Рассмотрим пример на рис. 82.15. Если термобаллон датчика температуры воздуха, управляющего работой компрессора, установить в воздушном потоке на выходе из испарителя, то следует ожидать крупных неприятностей.

В самом деле, температура воздуха на выходе из испарителя будет низкой и компрессор выключится.

После этого воздух очень быстро перестанет охлаждаться, его температура вырастет и компрессор вновь запустится. Тогда температура воздуха на выходе из испарителя опять очень быстро упадет, и компрессор опять выключится, и так далее: то есть компрессор начнет работать в режиме циклирования постоянно!

Теперь посмотрим, что произойдет, если в агрегате по производству ледяной воды установить датчик температуры ледяной воды на выходе из испарителя и настроить его на включение компрессора при температуре воды 7°C и остановку компрессора при температуре воды 5°C.

При остановленном компрессоре температура воды на входе в компрессор и на выходе из компрессора равна и составляет, например, 10°C.

Следовательно, датчик температуры запускает компрессор и вода быстро охлаждается, при этом номинальное значение перепада температур по воде на испарителе составляет 5 К.

В результате температура воды на выходе из испарителя опускается до значения 10°C – 5 К = 5°C, после чего компрессор сразу же выключается (см. рис. 82.16).

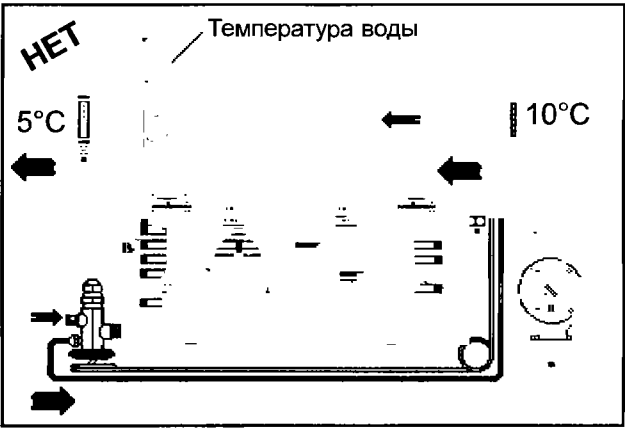


Рис. 82.16.

Но температура воды на входе в испаритель при этом не меняется и по-прежнему равна 10°C. Эта вода, не меняя своей температуры, проходит через испаритель при выключенном компрессоре, доходит до термобаллона датчика температуры, и компрессор вновь запускается, и так далее!

Таким образом, компрессор может начать работу в режиме циклирования. Если компрессор защищен от этого режима задержкой времени запуска компрессора, то после очередного выключения (см раздел 30) он не сможет обеспечивать нужную холодопроизводительность, поскольку большую часть времени будет выключен.

Примечание. Большая часть современных агрегатов по производству ледяной воды оборудована автоматикой, которая полностью управляет работой установки. На некоторых самых последних модификациях этих агрегатов датчик температуры воды, управляющий работой компрессора, все-таки установлен на выходе воды из испарителя. Однако, управление в этих моделях осуществляется с помощью цифровых программируемых процессоров, достаточно сложных и специально устанавливаемых разработчиками, чтобы предотвратить явления циклирования.

ГДЕ НУЖНО УСТАНАВЛИВАТЬ ДАТЧИК ТЕМПЕРАТУРЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ОТ ЗАМЕРЗАНИЯ ВОДЫ В ИСПАРИТЕЛЕ!

Когда из-за какой-нибудь неисправности (например, падения расхода воды) температура воды на выходе из испарителя начинает падать, датчик температуры для защиты от замерзания воды в испарителе является последней преградой на пути к самой крупной аварии: замерзанию воды в испарителе!

Как правило, датчик температуры для защиты от замерзания воды в испарителе устанавливает производитель испарителя на выходе воды из испарителя (то есть там, где вода имеет минимальную температуру) как можно ближе к испарителю, зачастую между соединительным фланцем и обечайкой испарителя (см. рис. 82.17).



Датчик температуры воды, предотвращающий замерзание воды в испарителе, – это основной элемент защиты, который никогда не должен отключаться.

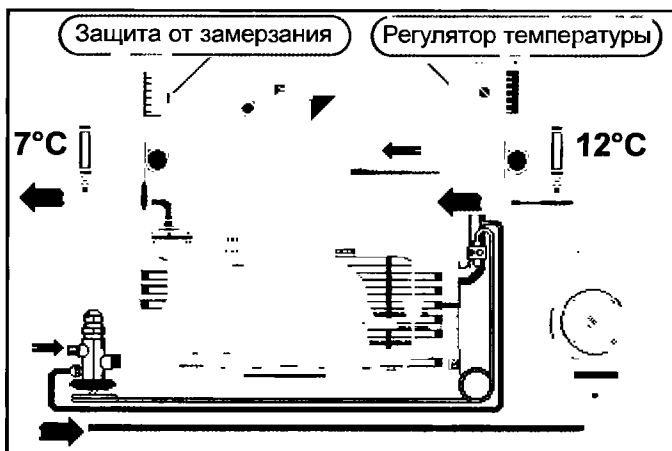


Рис. 82.17.

Для предотвращения режимов циклирования датчики защиты от замерзания оснащены ручной кнопкой сброса каждого сработавшего датчика и в случае их срабатывания нужно обязательно выяснить причину срабатывания, прежде чем нажимать эту кнопку.

В самом деле, нажать кнопку сброса, не выяснив причину (часто это обусловлено проблемами гидравлического контура), недостаточно. Нужно очень хорошо разбираться в конструкции установки и режимах ее работы, чтобы устранить причину срабатывания защиты от замерзания.

“Насиловать” защиту от замерзания – это значит очень быстро создать себе серьезные проблемы.

83. НОМИНАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ ОХЛАДИТЕЛЕЙ ЖИДКОСТИ

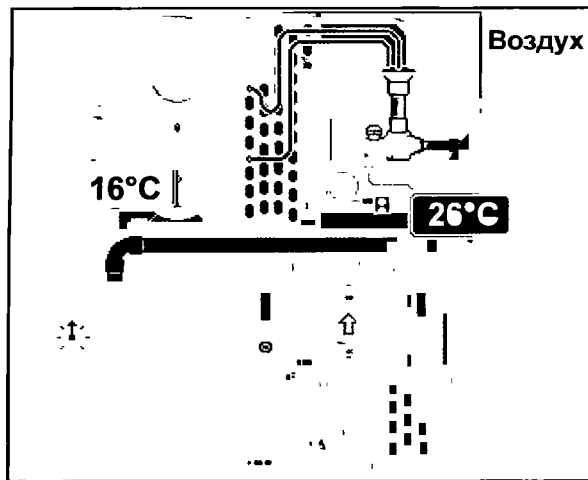


Рис. 83.1.

Благодаря настоящему руководству, вы должны были бы в совершенстве овладеть диагностикой и устранением неисправностей для небольшого кондиционера, изображенного на рис. 83.1.

А теперь мы сравним номинальные рабочие параметры данного кондиционера с рабочими параметрами агрегата для производства ледяной воды с конденсатором воздушного охлаждения, представленного на рис. 83.2.

В работе этих двух систем могут быть существенные различия по температурным параметрам, которые обусловлены разной конструкцией теплообменников.

Действительно, интенсивность теплообмена между хладагентом и водой в десятки раз превышает интенсивность теплообмена между хладагентом и воздухом.

Так, при одинаковой холодопроизводительности габариты агрегата по производству ледяной воды будут существенно меньше габаритов воздушного кондиционера. Самое основное различие будет в перепадах температур по охлаждаемой среде на испарителе. В первом случае (см. рис. 83.1) мы видим, что перепад температур по воздуху на испарителе $\Delta t_{\text{исп. возд.}} = 26^\circ\text{C} - 16^\circ\text{C} = 10\text{ K}$, тогда как перепад температур по воде (см. рис. 83.2) на испарителе $\Delta t_{\text{исп. воды}} = 12^\circ\text{C} - 7^\circ\text{C} = 5\text{ K}$.

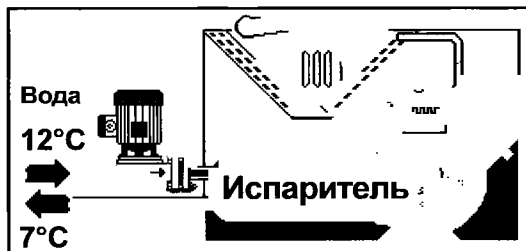


Рис. 83.2.



В центрах по производству ледяной воды перепад температур по воде на испарителе, как правило составляет 5 К.

Разумеется, в тех случаях, когда агрегат по производству ледяной воды используется для кондиционирования, ледяная вода с помощью насосов подается в батареи воздухоохладителей, через которые с помощью вентиляторов прогоняется воздух в охлаждаемых помещениях. Однако, даже если агрегат по производству ледяной воды работает круглый год, температура воды остается практически постоянной независимо от времени года. При максимальной холодопроизводительности агрегата вода, как правило, поступает в него с температурой от 11°C до 13°C и выходит из агрегата холоднее примерно на 5 К, то есть с температурой от 6°C до 8°C . Поскольку температура воды меняется незначительно, давление (температура) кипения хладагента в испарителе остаются относительно неизменными.

И напротив, в случае воздухоохладителей с непосредственным охлаждением, некоторые параметры (расход воздуха, температура, влажность) в течение года могут заметно меняться, оказывая существенное влияние на величины давления (и, соответственно, температуры) кипения хладагента в испарителе.

83.1 ОСНОВНЫЕ ОТЛИЧИЯ КОНДИЦИОНЕРА НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

На испарителе, охлаждающем воздух за счет непосредственного кипения хладагента (см. рис. 83.3), номинальные рабочие параметры запомнить очень просто, если знать “правило 10 К”:

- ▶ Перепад температур по воздуху на испарителе составляет не более 10 К (в примере на рис. 83.3 это $25^{\circ}\text{C} - 15^{\circ}\text{C} = 10\text{ К}$).
- ▶ Температурный напор на выходе из испарителя – также не более 10 К (здесь $15^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 10\text{ К}$).
- ▶ Температурный напор на входе в испаритель (разность между температурой воздуха на входе в испаритель и температурой кипения) – два раза по 10 К, то есть $25^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 20\text{ К}$.

Напоминаем о важности такого параметра как температурный напор на входе в испаритель: для испарителя с непосредственным охлаждением воздуха температурный напор на входе в испаритель больше 20 К указывает на серьезную неисправность на стороне низкого давления (слишком слабый ТРВ, ранее дросселирование хладагента в жидкостной магистрали, нехватка хладагента, слишком слабый испаритель).

Все эти неисправности детально рассмотрены в разделах с 14 по 20.

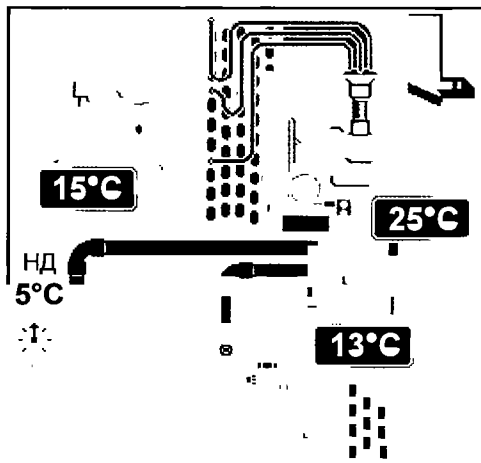


Рис. 83.3.

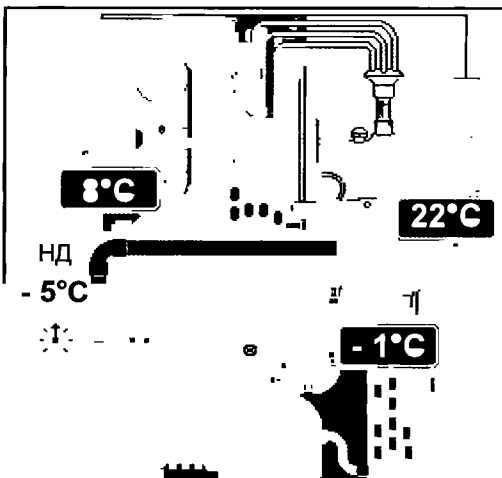


Рис. 83.4.

УПРАЖНЕНИЕ

На небольшом кондиционере (см. рис. 83.4) температура кипения упала до -5°C .

Воздух поступает на испаритель с температурой 22°C и выходит из испарителя с температурой 8°C . Температура пара хладагента на выходе из испарителя в точке, где находится термобаллон ТРВ, составляет -1°C .

Каким будет ваш диагноз?

Решение упражнения

При температуре воздуха на входе в испаритель 22°C и температуре кипения (НД) -5°C , температурный напор на входе в испаритель составляет $22^{\circ}\text{C} - (-5^{\circ}\text{C}) = 27\text{ К}$ (т. е. гораздо выше 20 К).

Отсюда очевидно, что речь идет о неисправности на стороне низкого давления (НД). Перегрев пара на выходе из испарителя равен $-1^{\circ}\text{C} - (-5^{\circ}\text{C}) = 4\text{ К}$, что соответствует минимально допустимому значению.

Падение температуры кипения при минимально возможном перегреве говорит о том, что испаритель слишком слабый.

Поскольку перепад температур по воздуху на испарителе высокий ($22^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C} = 14\text{ К}$), речь идет о пониженном расходе воздуха через испаритель. Заметим, что большинство неисправностей этого типа обусловлено либо засорением фильтра на входе в воздушный тракт воздухоохладителя, либо проблемами с приводным ремнем вентилятора воздухоохладителя.

А теперь рассмотрим параметры испарителя для охлаждения воды.

В отличие от воздухоохладителей с непосредственным охлаждением, где используют “правило 10 К”, на испарителях для охлаждения воды действует “правило 5 К”.

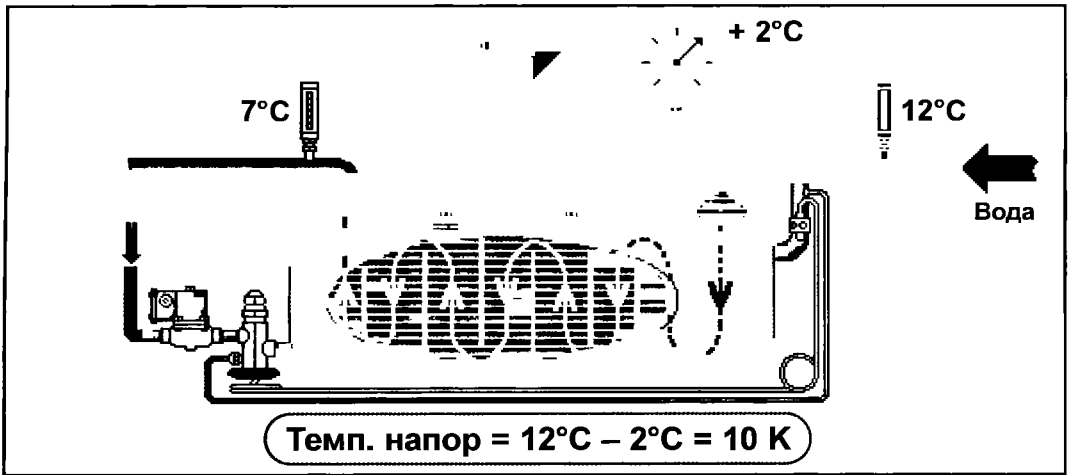


Рис. 83.5.

Допустим, что нам нужно понизить температуру воды с 12°C до 7°C. Применяя “правило 5 К”, получим:

- ▶ Температура воды на выходе из испарителя равна температуре воды на входе в испаритель минус 5 К, то есть $12^\circ\text{C} - 5\text{ K} = 7^\circ\text{C}$.
- ▶ Температура кипения равна температуре воды на выходе из испарителя минус 5 К, то есть $7^\circ\text{C} - 5\text{ K} = 2^\circ\text{C}$.
- ▶ Температурный напор на входе в испаритель равен температуре воды на входе в испаритель минус температура кипения, то есть $12^\circ\text{C} - 2^\circ\text{C} = 10\text{ K}$ (два раза по 5 К).

⊗ *На испарителе для охлаждения воды температурный напор равен половине температурного напора на входе в воздухоохладитель, то есть 10 К.*

А что у нас происходит с перегревом?

Измерив температуру пара хладагента на выходе из испарителя (в точке, где стоит термобаллон ТРВ), мы узнаем перегрев пара по отношению к температуре кипения.

Перегрев должен быть минимально возможным, но не допускающим пульсаций давления на выходе из испарителя (см. раздел 8).

На испарителе воздухоохладителя с непосредственным охлаждением воздуха, так же, как и на испарителе охладителя жидкости, контроль величины перегрева позволяет оценить степень заполнения воздухоохладителя. Величина перегрева является одним из главных параметров при диагностике работы любой холодильной машины (см. рис. 83.6).

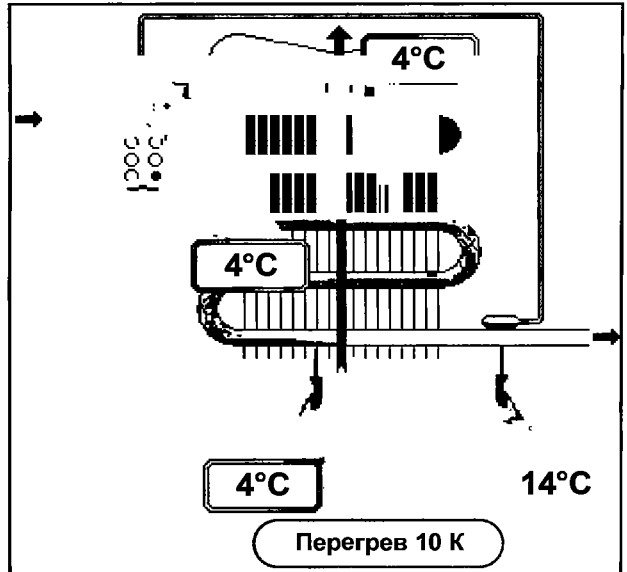


Рис. 83.6.

Никогда не упускайте из вида, что недопустимое снижение перегрева свидетельствует о заливе испарителя жидким хладагентом, который, в свою очередь, может привести к смертельным для компрессора гидравлическим ударам! Разумеется, такая же опасность существует и в охладителях жидкости.

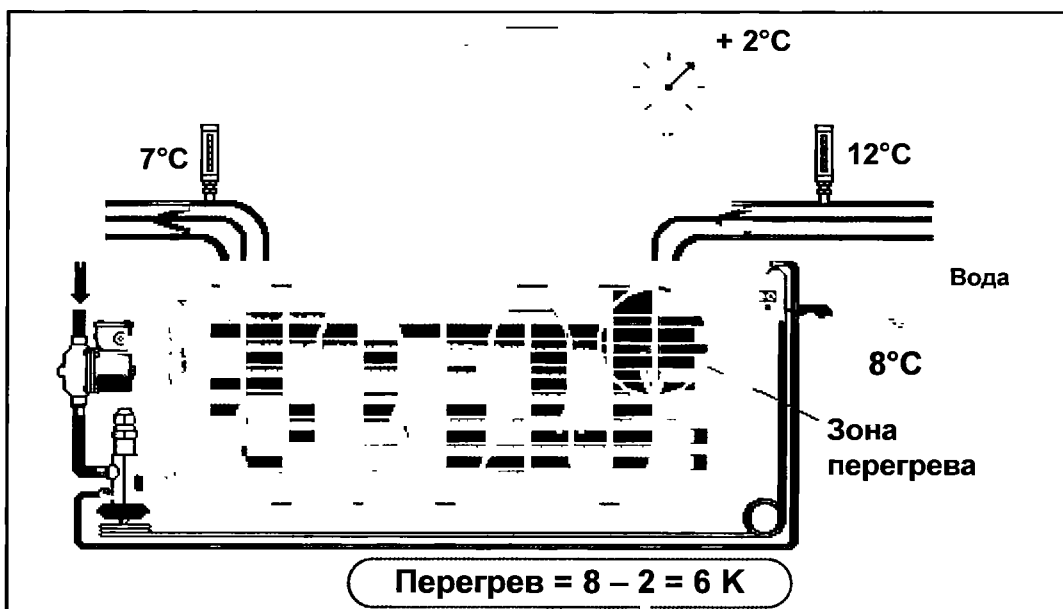


Рис. 83.7.

Для водоохлаждающих машин перегрев пара на выходе из испарителя может меняться в диапазоне от 4 К до максимум 8 К (см. рис. 83.7). В тех случаях, когда вы имеете дело с моноблочными агрегатами, изготовленными и настроенными на заводе, изменять заводскую настройку ТРВ не рекомендуется.

Для холодильных машин большой холодопроизводительности компрессор может быть оснащен регулятором производительности. Такие машины могут также состоять из нескольких, установленных параллельно, компрессоров. Например, если три компрессора установлены для работы в одном холодильном контуре (см. рис. 83.8), то расход хладагента может меняться ступенчато от 100% (когда работают три компрессора) до 66% (при 2 работающих компрессорах), 33% (работает 1 компрессор) и, наконец, 0%, когда все компрессоры остановлены.

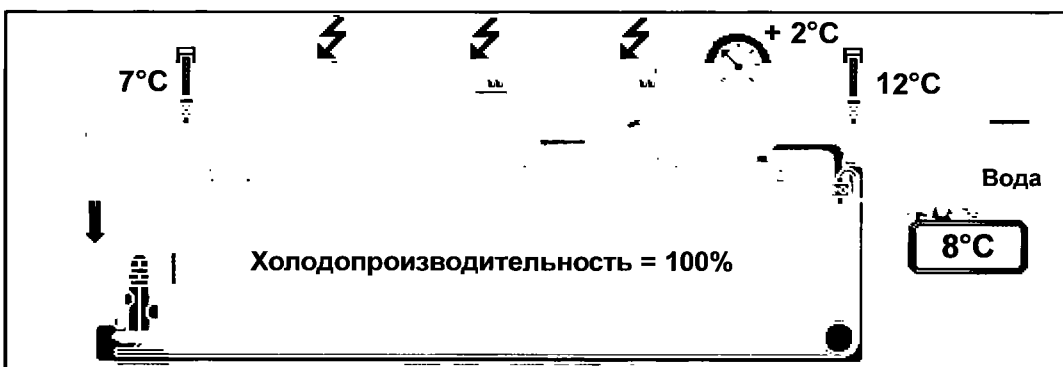


Рис. 83.8.

Однако ТРВ только один и, следовательно, он должен подавать хладагент в испаритель при любом режиме работы централи. Его номинальная производительность определяется для варианта, когда расход хладагента максимальный, то есть 100%...

Следовательно ТРВ должен иметь возможность адаптации к изменению расхода. Он должен поддерживать перегрев пара в заданных пределах и при холодопроизводительности 100%, и при 66%, и при 33%. В результате регулирования холодопроизводительности перегрев также может меняться в зависимости от числа работающих компрессоров. Так, если вы настроили ТРВ на поддержание заданного перегрева при холодопроизводительности 100%, то вас не должно удивлять то обстоятельство, что при холодопроизводительности 33% перегрев может измениться.

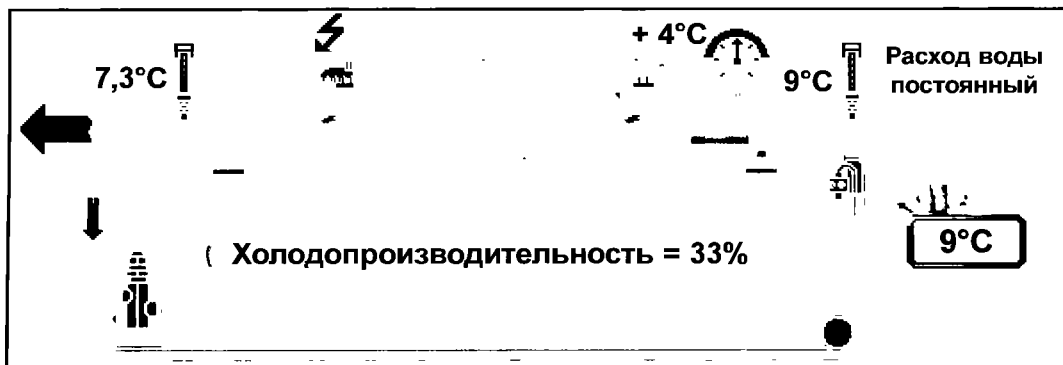


Рис. 83.9.

Действительно, по мере того, как температура воды на входе в испаритель начнет падать, датчик температуры будет выдавать команду на выключение одного, а потом и двух компрессоров. ТРВ окажется переразмеренным и испаритель начнет переполняться жидким хладагентом. В некоторых случаях ТРВ может даже спровоцировать пульсации давления в испарителе, а следовательно, и на входе в компрессор. В нашем примере (сравните данные рис. 83.8 и рис. 83.9) перегрев падает с 6 К при производительности 100% до $9^{\circ}\text{C} - 4^{\circ}\text{C} = 5\text{ К}$ при минимальной производительности, когда работает только один компрессор.

Попробуйте теперь вновь отрегулировать ТРВ на перегрев 6 К. Когда производительность вырастет, перегрев опять изменится. Поэтому не делайте ненужных попыток и *не трогайте настройку ТРВ, заданную изготовителем агрегата, если вы не можете полностью спрогнозировать последствия вашего вмешательства!*

В заключение подчеркнем следующее. Если вам нужно настроить ТРВ на заданную величину перегрева в централи по производству ледяной воды, то делать это следует тогда, когда производительность централи максимальная (100%), а температура воды на входе в испаритель равна 12°C . Не настраивайте ТРВ на слишком малый перегрев, так как при падении холодопроизводительности он будет уменьшаться: **при пониженной холодопроизводительности перегрев должен оставаться не ниже 4 К, поэтому всегда проверяйте величину перегрева.**

Разумеется, если на вашей централи установлен электронный ТРВ, проблема снимается, поскольку перегрев на такой централи постоянно поддерживается оптимальным при помощи встроенного процессора.



ВАЖНОЕ ЗАМЕЧАНИЕ. На рис. 83.8 перепад температур по воде равен 5 К при работе централи с максимальной холодопроизводительностью, то есть когда задействованы все три компрессора. Но, поскольку расход воды через испаритель всегда должен оставаться постоянным, то при работе только одного компрессора перепад температур по воде не может быть больше 5 К! Заметьте, что когда работает только один компрессор (см. рис. 83.9), перепад температур по воде составляет $9^{\circ}\text{C} - 7,3^{\circ}\text{C} = 1,7\text{ К}$, то есть $5\text{ К} / 3 = 1,7\text{ К}$. Точно так же, когда работают два компрессора, перепад температур по воде составит $(5\text{ К} \times 2) / 3 = 3,4\text{ К}$. Таким образом, когда вы проверяете перепад температур по воде на испарителе централи, обязательно учитывайте число работающих компрессоров.



Настройку регулятора температуры ледяной воды в зависимости от числа работающих компрессоров или производительности компрессора с переменной производительностью см. в разделах 98.2 и 98.3.

Что такое температурный напор на выходе из испарителя?

Для оценки качества теплообменных процессов и нормальной работы агрегатов по производству ледяной воды иногда используется понятие “температурный напор на выходе из испарителя”. Если бы теплообменник для производства ледяной воды имел бесконечно большую площадь поверхности теплообмена, если бы эта поверхность была абсолютно чистой и полностью омывалась с одной стороны водой, а с другой стороны – хладагентом, то температура воды на выходе из испарителя была бы равна температуре кипения, а температурный напор на выходе из испарителя был бы равен 0 К. Разумеется, таких теплообменников не существует и приведенные выше условия теплообмена являются чисто теоретическими.

В реальности теплообменник имеет конечную величину площади теплообменной поверхности, определяемую конструктором из соображений минимальной стоимости аппарата при заданных параметрах процесса теплообмена.

В реальных условиях работы теплообменного аппарата новый чистый теплообменник, в котором оптимальным образом организован теплообменный процесс, позволяет получать величину температурного напора на выходе из аппарата, как правило, порядка 5...6 К.

В примере на рис. 83.10 разность между температурой воды на выходе из испарителя (7°C) и температурой кипения (2°C) дает вполне приемлемую величину температурного напора 5 К.

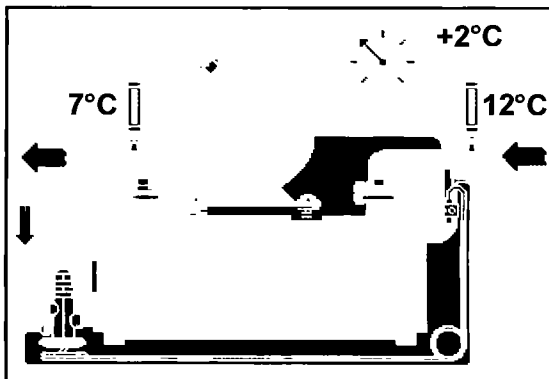


Рис. 83.10.

Но когда температура кипения падает, холодопроизводительность тоже падает (в общем случае на 3...5% при снижении температуры кипения на 1 К). Поскольку холодопроизводительность падает, температура ледяной воды на выходе из испарителя начинает расти. Если температура кипения падает, а температура воды на выходе из испарителя растет, температурный напор на выходе из испарителя тоже растет, что указывает на снижение эффективности работы холодильной машины.

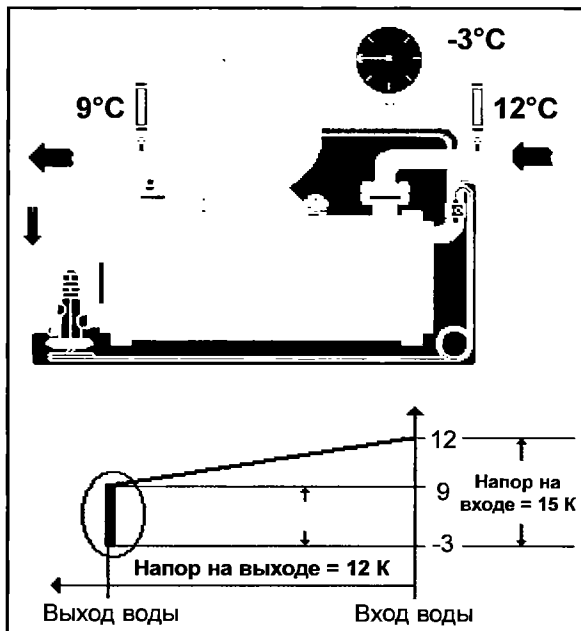


Рис. 83.11.

В примере на рис. 83.11 температура кипения хладагента равна -3°C, а температура воды на выходе из испарителя равна 9°C.

Следовательно, температурный напор на выходе из испарителя равен 9°C – (-3°C) = 12 К.

Этот напор на выходе аномально высок, что свидетельствует о серьезных неполадках в работе агрегата по производству ледяной воды.

Заметим, что температурный напор на входе в испаритель также аномально высок (он равен 12°C – (-3°C) = 15 К вместо 10 К). Это так же указывает на наличие проблем в холодильном контуре на стороне низкого давления (НД).

Таким образом, даже если температурный напор на входе в испаритель меняется в том же направлении, что и температурный напор на выходе из испарителя, иногда представляется полезным сравнивать эти две величины в процессе устранения некоторых довольно сложных неисправностей.

84. КОНТРОЛЬ РАБОТЫ АГРЕГАТА ПО ПРОИЗВОДСТВУ ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ ОЩУПЫВАНИЕМ

Обычно все агрегаты по производству ледяной воды оснащаются термометрами, позволяющими контролировать значения температур воды на входе и выходе конденсатора и испарителя.

Имея эти данные и немного опыта, можно очень быстро обнаружить некоторые неисправности в работе агрегата, используя только технику ощупывания узлов и элементов контура. Разумеется, эта техника никогда не заменит традиционных измерительных приборов, таких как термометры, манометры или токоизмерительные клещи.

Тем не менее, если вы хорошо знаете холодильный контур и имеете небольшую практику, такая техника вам вовсе не помешает.

КОНТРОЛЬ КАРТЕРНЫХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ

В агрегатах по производству ледяной воды мы встречаемся с теми же проблемами и такими же неисправностями, как и на других установках. В частности, проблемы перетекания жидкого хладагента, который может накапливаться в картере компрессора во время его стоянки, могут вызвать те же непоправимые последствия (см. раздел 28).

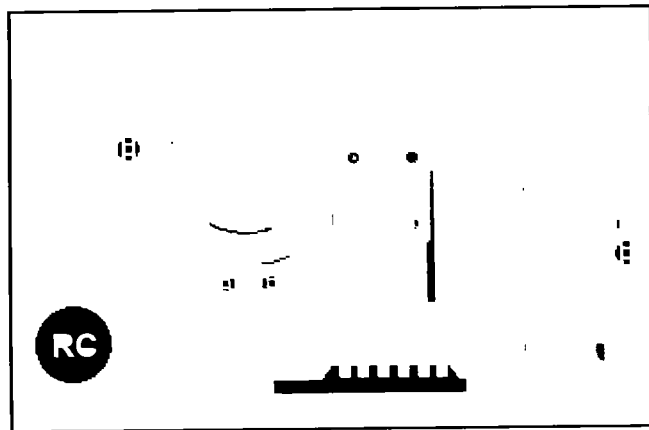


Рис. 84.1.

Независимо от того, работает компрессор или выключен, масляный картер компрессора всегда должен оставаться теплым.

При остановке компрессора температура картера должна поддерживаться на уровне, превышающем температуру окружающего воздуха примерно на 20 градусов (как правило, от 30°C до 40°C) с помощью картерного нагревателя RC.

Этот уровень температуры легко оценить, ощупывая картер рукой (см. рис. 84.1 и раздел 40).

Если в то время, когда компрессор выключен, его картер холодный, значит обязательно нужно проверить цепь электропитания картерного нагревателя.



Примечание. *Непосредственно вблизи нагревателя картер может быть очень горячим: будьте осторожны и не обожгитесь!*

Если агрегат по производству ледяной воды в зимнее время не работает, не снимайте питание с общего шкафа управления агрегатом, поскольку в этом случае картерный нагреватель окажется выключенным. В противном случае, перед очередным запуском холодильной машины вам придется не менее суток держать ее под напряжением, чтобы подогреть масло в компрессорах.

Не пренебрегайте значением картерных нагревателей. Картерный нагреватель позволяет не допустить растворения хладагента в масле, что может привести к крайне отрицательным последствиям:

- ▶ Образование большого количества масляной эмульсии при запуске компрессора вследствие падения НД.
- ▶ Массовый выброс масла в цилиндры компрессоров с большой опасностью “масляных гидроударов” и разрушением клапанов.
- ▶ Значительная опасность “оголения” масляного насоса.
- ▶ Вымывание масла из подшипников при запуске компрессора и их длительная работа без смазки.
- ▶ Неоправданное срабатывание реле контроля давления масла (см. раздел 101).

КОНТРОЛЬ ПЕРЕГРЕВА

При работе компрессора напряжение питания с картерного нагревателя снято, но сам картер компрессора в точке А должен оставаться при температуре от 30°C до 50°C (см. рис. 84.2).

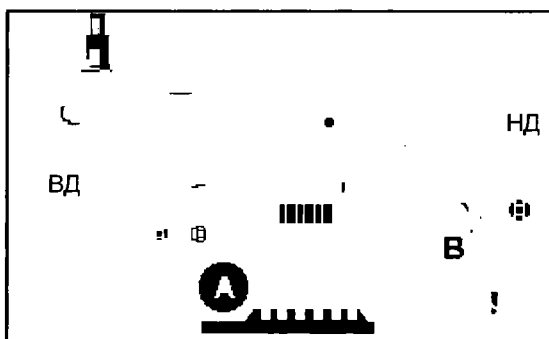


Рис. 84.2.

При этом масло подогревается за счет тепла, выделяющегося при работе компрессора. Если температура картера оказывается ниже, например, около 20°C, то при ощупывании картера вы почувствуете легкий холод. Это ненормально, поскольку такая ситуация объясняется попаданием в картер жидкого хладагента, где он выкипает и тем самым охлаждает масло.

Это в свою очередь означает, что перегрев пара на выходе из испарителя слишком низкий и появляется серьезная опасность гидравлических ударов!

Действительно, тепловой мощности картерного нагревателя явно недостаточно, чтобы он мог испарить то количество жидкого хладагента, которое попадает в картер компрессора из-за низкого перегрева. При максимальной тепловой мощности встроенного картерного нагревателя от 75 до 250 Вт (в зависимости от размерности компрессора), она будет примерно в 100 раз меньше требуемой для выпаривания хладагента. Чтобы испарить 1 кг хладагента R22 за 10 секунд, потребуется мощность около 20 кВт!

В этом случае нужно немедленно проверить перегрев и определить причину того, почему он упал: например, появились проблемы с ТРВ или снизился расход ледяной воды.

Если температура картера в точке А слишком велика (более 50°C), то проблема может быть обусловлена слишком большим перегревом (нужно обязательно установить причину). В самом деле, всасываемые компрессором пары хладагента в числе прочего выполняют одну очень важную функцию: они охлаждают приводной двигатель компрессора. Поскольку всасывающая магистраль, как правило, закрыта теплоизоляцией, перегрев можно оценить, ощупывая всасывающий патрубок компрессора в точке В (см. рис. 84.2). Температура патрубка должна быть низкой, а в летнее время на корпусе двигателя можно даже наблюдать образование конденсата.

Наконец, если температура в точке А очень высокая (выше 60°C), тогда как в точке В она представляется нормальной, то вполне вероятно, что речь может идти об аномальном росте ВД, то есть о неисправности на стороне высокого давления.

Если всасывающий вентиль холодный, а картер теплый (или очень теплый), значит можно считать, что параметры установки близки к нормальным. В противном случае нужно будет устанавливать манометры, чтобы провести более точную диагностику работы установки.

ОЩУПЫВАНИЕ ГОЛОВКИ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ

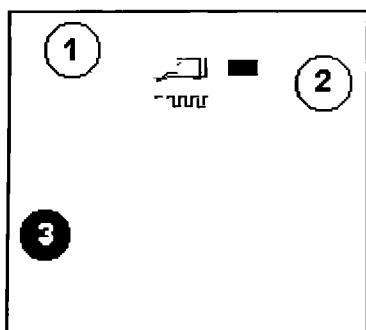


Рис. 84.3.

Компрессоры средней производительности часто оборудуются устройством снижения производительности, устанавливаемым на головке блока. Такое устройство легко обнаружить по наличию на головке блока электроклапана (поз. 1 на рис. 84.3). Для управления клапаном, перекрывающим полость всасывания соответствующих цилиндров, используется давление нагнетания (ВД) компрессора. С помощью такого устройства можно менять производительность компрессора от 100% (задействованы 6 цилиндров) до 66% (полость всасывания двух цилиндров перекрыта).

Иногда встречаются системы регулирования производительности на каждой из двух наружных головок блока (поз. 1 и поз. 2 на рис. 84.3). Тогда на каждой головке блока устанавливают свой электроклапан (следовательно, всего их будет два) и производительность компрессоров может принимать значения 100%, 66% и 33%.

Более мощные компрессоры используют другие способы регулирования производительности. Например, для управления механическими устройствами, обеспечивающими отжим всасывающих клапанов, используют давление масла. Под действием этого давления всасывающие клапаны остаются постоянно открытыми и соответствующие цилиндры не участвуют в работе компрессора. В этом случае на картере компрессора установлены три или четыре электроклапана (поз. 3 на рис. 84.3).

Для большинства компрессоров, оснащенных системой регулирования производительности, установленной на головке блока, легко определить, какие цилиндры работают, а какие нет. Для этого достаточно пощупать цилиндры. Когда головка блока прохладная или чуть теплая в точке С (см. рис. 84.4) и горячая в точке D, это означает, что данная группа цилиндров работает нормально. Действительно, холодный пар хладагента приходит из картера, расположенного под цилиндрами, и выходит горячим и сжатым под высоким давлением в верхней точке цилиндра, откуда направляется к центральной головке блока, выполняющей роль нагнетательного коллектора, где выходит через нагнетательный ventиль.

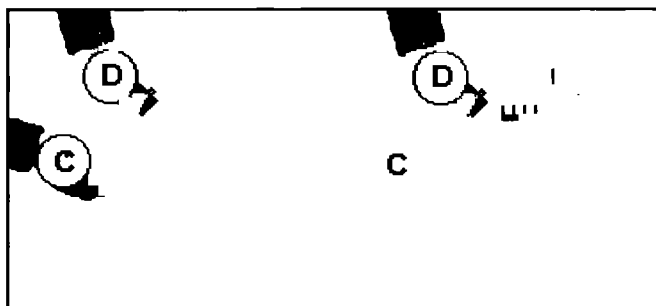


Рис. 84.4.

Когда головка блока имеет одну и ту же температуру и в точке С, и в точке D, это означает, что в данной группе цилиндров сжатие пара отсутствует. То есть, либо задействована система регулирования производительности компрессора, либо на данной группе цилиндров имеются проблемы с клапанами. В этом случае нужно сделать так, чтобы компрессор несколько минут поработал с максимальной производительностью, то есть задействовать все цилиндры. Если при таком режиме работы головка блока одной из групп цилиндров окажется аномально горячей по сравнению с другими, то проблема может быть заключена действительно либо в клапанах, либо в устройстве регулирования производительности подозрительной группы цилиндров.



Чтобы обнаруживать аномалию на клапане или на устройстве снижения производительности, достаточно пощупать каждую из головок блока и сравнить ваши ощущения. ОДНАКО, БУДЬТЕ ВНИМАТЕЛЬНЫ! Там, где вы будете ощупывать корпус компрессора, температура в зоне нагнетания может оказаться очень высокой, близкой к 100°C. Поэтому ощупывание нужно производить очень осторожно!

ОЩУПЫВАНИЕ КОНДЕНСАТОРА, ОХЛАЖДАЕМОГО ВОДОЙ



Ощупывая кожух конденсатора водяного охлаждения, можно очень отчетливо ощутить изменение температуры между зоной снятия перегрева (область E на рис. 84.5, где температура составляет от 60°C до 70°C), зоной конденсации (область F, где температура равна примерно 45°C), и зоной переохлаждения (область G, где температура имеет значение около 30...40°C).

Рис. 84.5.

Холодная вода поступает в конденсатор снизу (чтобы оптимизировать переохлаждение). При наличии небольшого опыта можно даже оценить высоту жидкого хладагента на дне конденсатора.

Когда установка работает нормально, температура жидкого хладагента будет чуть выше температуры воды на входе в конденсатор в зоне H, а уровень жидкого хладагента будет находиться на высоте примерно от четверти до трети высоты конденсатора.

Если уровень жидкого хладагента в конденсаторе слишком высокий и его температура близка к температуре входящей в конденсатор воды в зоне H, то переохлаждение хладагента будет превосходным. Однако это также может означать и избыток хладагента в контуре, а в этом случае следует обязательно проверить величину давления нагнетания (ВД).

Если же уровень жидкого хладагента слишком низкий и вы не чувствуете разницы температур в различных зонах конденсатора и, в частности, разницы между температурой верха и низа корпуса конденсатора, то это явно указывает на признак нехватки хладагента.

Ощупыванием можно очень легко сравнить разность температур охлаждающей конденсатор воды в зонах I и H. Для оборотной воды перепад температур по воде должен быть около 5 К. Если эта разность вам представляется более высокой, то можно говорить о пониженном расходе воды.



Таким образом, ощупывая картер компрессора, всасывающий вентиль компрессора, головки блоков цилиндров и конденсатор, мы можем довольно быстро обнаружить возможные аномалии в работе холодильного агрегата. На основании этого мы можем предположить причину неисправности еще до того, как воспользуемся специальным инструментом и измерительными приборами. То есть ощупывание может оказать вам серьезную помощь в диагностике работы холодильной машины и не учитывать это было бы неразумным!

85. ПАДЕНИЕ РАСХОДА ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ

ИСТОРИЯ НЕИСПРАВНОСТИ

Летним утром ремонтник приезжает по вызову в организацию, расположенную в большом здании: во всех помещениях здания температура аномально высокая.

Компрессор агрегата по производству ледяной воды остановлен. Ремонтник быстро проверяет электросхему (см. раздел 54) и обнаруживает, что сработал датчик температуры, защищающий систему от замерзания воды в испарителе. Давление в контуре ледяной воды представляется нормальным, насос вращается (в нужном направлении), все вентили открыты, а температура воды на входе и на выходе из испарителя равна 25°C , что не удивительно, поскольку компрессор не работает.

Наш ремонтник взводит датчик защиты от замерзания воды, компрессор сразу же запускается и через несколько минут ремонтник замечает, что температура воды на выходе из испарителя очень быстро падает. Поскольку ремонтник торопится, то он уезжает, считая, что все снова стало нормальным. На следующее утро вновь поступает вызов из того же здания и вновь говорят, что агрегат не работает. К тому же клиент отмечает, что после отъезда ремонтника компрессор работал весь день, однако во второй половине дня температура в помещениях снова выросла.

Отметим грубую ошибку ремонтника: он взвел датчик защиты от замерзания, не установив причины, по которой этот датчик сработал и, следовательно, не устранил эту причину. Не удивительно, что неисправность быстро повторилась.

Давайте поразмышляем. Агрегат по производству ледяной воды работал всю вторую половину дня, однако температура воздуха в помещениях аномально высокая. Позднее, скорее всего ночью, компрессор выключился защитой от замерзания воды в испарителе. Когда же компрессор запустили, температура воды на выходе из испарителя быстро понизилась.

Осведомленный ремонтник тут же приступил бы к измерению температур. Он увидел бы что сразу после запуска компрессора температура ледяной воды на входе в испаритель падает до 14°C , а на выходе – до 5°C (см. рис. 85.1).

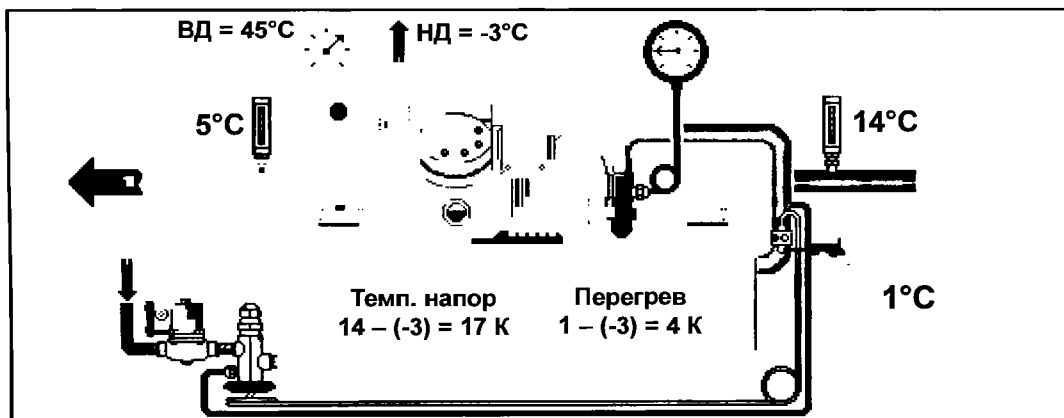


Рис. 85.1.

Прежде, чем продолжить чтение, внимательно изучите значения параметров на рис 85.1.

Манометр ВД показывает нормальную температуру конденсации (45°C), а вот температура кипения (манометр НД) слишком низкая, всего -3°C . Поскольку температура воды на входе в испаритель равна 14°C , то температурный напор на входе в испаритель чересчур высокий, так как равен 17 K .

При перегреве 4 K можно говорить о том, что испаритель заполнен жидким хладагентом. Падение НД с низким перегревом указывает на то, что мы имеем дело с неисправностью "слишком слабый испаритель". В связи с этим ремонтник может рассматривать два варианта: низкий расход воды через испаритель или его загрязнение.

Если загрязнен испаритель?

Если трубки испарителя загрязнены, то теплообмен между водой и хладагентом ухудшается. В результате мы получим параметры, приведенные на рис. 85.2.

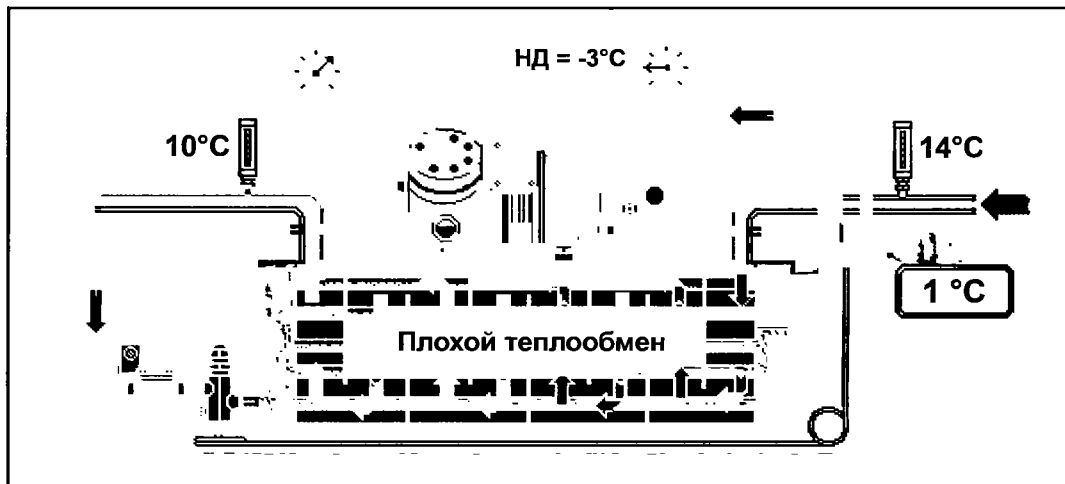


Рис. 85.2.

Заметьте, что все они совпадают с данными рис. 85.1 за исключением одного: перепад температур по воде на испарителе слишком мал (здесь $14^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C} = 4\text{ K}$). Если трубки испарителя сильно загрязнены (например, накипью), то теплообмен ухудшается, перепад температур по воде на испарителе становится меньше, чем обычно, а температура воды на выходе из испарителя не падает слишком низко. В случае на рис. 85.1 наоборот, перепад температур по воде достаточно большой (9 K), а температура воды на выходе из испарителя достаточно низкая (5°C): следовательно, неисправность рис. 85.1 не может быть вызвана загрязнением испарителя.

Примечание. Подавляющее большинство контуров ледяной воды являются закрытыми герметичными контурами. Вода в них почти никогда не обновляется, за исключением чрезвычайных обстоятельств (утечки, крупные аварии...). Следовательно, контур защищен от загрязнений и наружного воздуха (пыль, дым, насекомые, микроорганизмы и др.). Кроме того, поскольку вода холодная, появление накипи маловероятно.



В кожухотрубном испарителе отсутствует накипь, а из-за того, что вода практически не обновляется, отсутствует коррозия и загрязнение (особенности пластинчатых испарителей см. в разделе 95).

Если в закрытом контуре ледяной воды иногда устанавливают фильтры, то это делают исключительно из предосторожности. Действительно, при монтаже контура, его ремонте или реконструкции в трубы попадают всякого рода посторонние предметы: металлические опилки, отходы при зачистке сварных швов, тряпки и даже камни! Фильтры устанавливают, чтобы защитить насосы, вентили и теплообменники. Вместе с тем нужно иметь в виду, что эти предметы засоряют фильтры, снижая расход воды, но трубы при этом не загрязняются.

Если падает расход воды через испаритель!

Если расход воды через испаритель падает, то снижается не только давление кипения хладагента (НД), но и скорость воды в межтрубном пространстве испарителя. Молекулы воды контактируют с холодными трубами *дольше*, чем при нормальном расходе, температура воды *понижается* и перепад температур по воде на испарителе начинает расти: в нашем примере (см. рис. 85.3) он возрастает до $14^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C} = 9\text{ K}$.

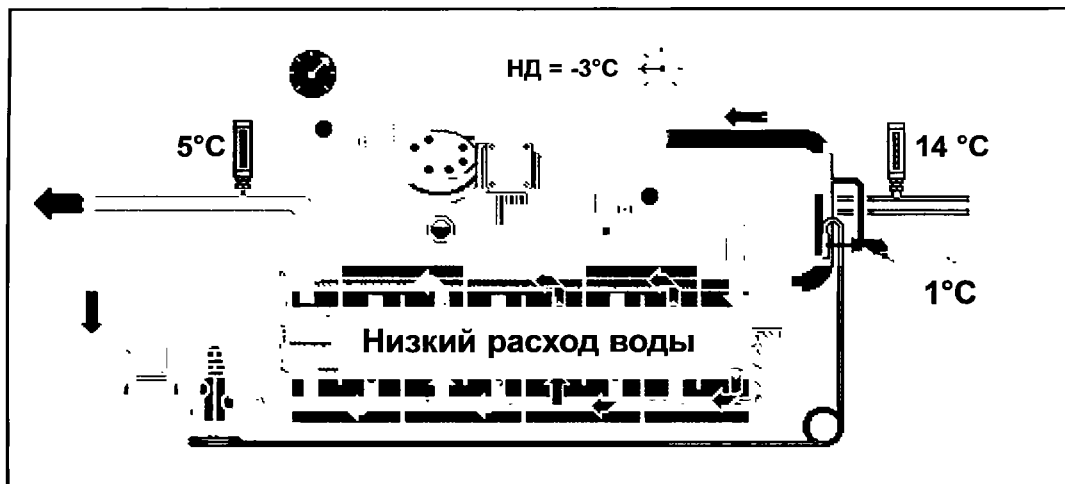


Рис. 85.3.

Каждый кубометр воды, проходящий через испаритель, способствует выкипанию некоторого количества хладагента, передавая ему тепло. Если расход воды падает, теплообмен между водой и хладагентом ухудшается и хладагент выкипает менее интенсивно: следовательно, падает количество пара, производимого испарителем. Но объемная производительность компрессора не меняется и он стремится всасывать одно и то же количество пара из испарителя. Поэтому падает давление кипения, растет температурный напор и вновь наступает равновесие между паропроизводительностью испарителя и производительностью компрессора, но при новом, пониженном значении кипения.



Падение температуры кипения ниже 0°C приводит к тому, что возникает серьезная опасность замерзания воды в испарителе!

Если расход воды через испаритель падает, то ее температура на выходе из испарителя тоже снижается и на вход в батареи воздухоохладителей поступает вода с более низкой температурой. Однако из-за того, что скорость воды в батареях снижается, ее подогрев в батареях растет, и на вход в испаритель вода приходит с повышенным значением температуры.

Температура воды на входе в испаритель повышается, а температура кипения хладагента в испарителе падает: следовательно, температурный напор на испарителе возрастает. Одновременно падает холодопроизводительность холодильной машины (напомним, что падение температуры кипения на 1 K снижает холодопроизводительность на 3...5%). Падением холодопроизводительности и объясняется повышение температуры воздуха в охлаждаемых помещениях.

Простое ощупывание установки показывает вам, что всасывающий вентиль компрессора покрыт инеем. Несмотря на повышенную температуру воды на входе в испаритель, давление кипения и перегрев понижены.



Падение давления кипения и перегрева пара на выходе из испарителя при одновременном росте температурного напора и перепада температур по воде позволяют утверждать, что расход воды через испаритель недостаточен.

Почему датчик защиты испарителя от замерзания воды в нем срабатывает не днем, а ночью!

Разгар лета. Днем потребность в ледяной воде в батареях воздухоохладителей в охлаждаемых помещениях растет с ростом наружной температуры, солнечного нагрева и количества людей, находящихся в помещениях...

Из-за того, что расход воды низкий, агрегат по производству ледяной воды не обеспечивает требуемой холодопроизводительности и потребность в холоде оказывается более высокой, чем производство холода: поэтому температура в охлаждаемых помещениях растет.

Ночью тепловые нагрузки сильно падают, поскольку людей в помещениях нет, а солнечный нагрев отсутствует. Так как потребность в холоде падает, температура ледяной воды начинает медленно снижаться.

Чтобы лучше понять происходящее, предположим, что регулятор температуры воды (установленный на входе воды в испаритель, см. рис. 85.4) настроен на срабатывание при температуре 11°C. Заметим, что такая настройка абсолютно классическая, поскольку при перепаде температур по воде на испарителе 5 К температура воды на выходе из испарителя была бы тогда 6°C.

Однако в данном случае представим, что температура воды, возвращающейся из батарей воздухоохладителей, равна 11,1°C (см. рис. 85.4), то есть чуть выше, чем температура срабатывания датчика.

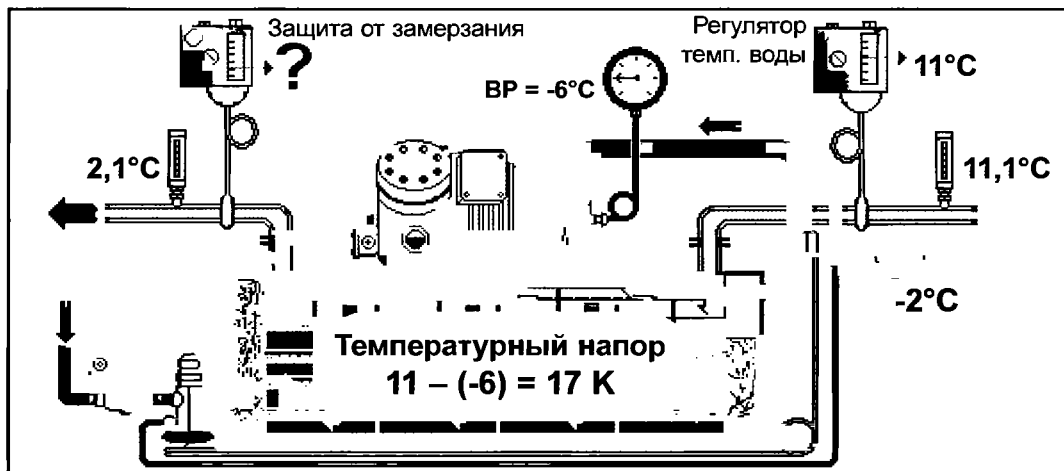


Рис. 85.4.

Вследствие пониженного расхода воды давление кипения гораздо ниже обычного (НД = -6°C) и температура воды на выходе из испарителя становится равной 2,1°C (вместо 6,1°C при нормальном расходе).

Нужно было настроить датчик защиты от замерзания воды в испарителе на срабатывание при такой температуре (например, около 4°C), при которой датчик выдавал бы команду на выключение компрессора раньше, чем машина “свалится” в область работы при низких температурах кипения и вода в испарителе замерзнет!

Теперь вы начинаете понимать, почему компрессор выключается по команде защиты от замерзания в ночное время?

А теперь представим себе, что датчик защиты от замерзания настроен неправильно, например, на срабатывание при температуре воды на выходе из испарителя, равной 2°C

При такой настройке (см. рис. 85.4) компрессор не выключился бы, но какая при этом вас подстерегала бы опасность?

Компрессор продолжал бы работать, несмотря на то, что температура кипения упала до -6°C (см. рис. 85.5). Испаритель был бы полностью залит жидким хладагентом, поскольку перегрев очень низкий.

Так как расход воды низкий, вода циркулирует между перегородками испарителя очень медленно. При каждом изменении направления течения образуются завихрения, которые способствуют формированию застойных зон, в которых вода застаивается. Но если в течение длительного времени неподвижная вода контактирует с трубками испарителя, температура которых равна -6°C , то вокруг трубок начинают образовываться слои льда: это и есть начало замерзания. Если компрессор не будет выключен по команде датчика защиты от замерзания, то возникает огромная опасность.

В этот момент можно отчетливо слышать, как трубки испарителя начинают зловеще потрескивать: трубки разрушаются! В лучшем случае, их проходное сечение уменьшается (см. рис. 85.5).

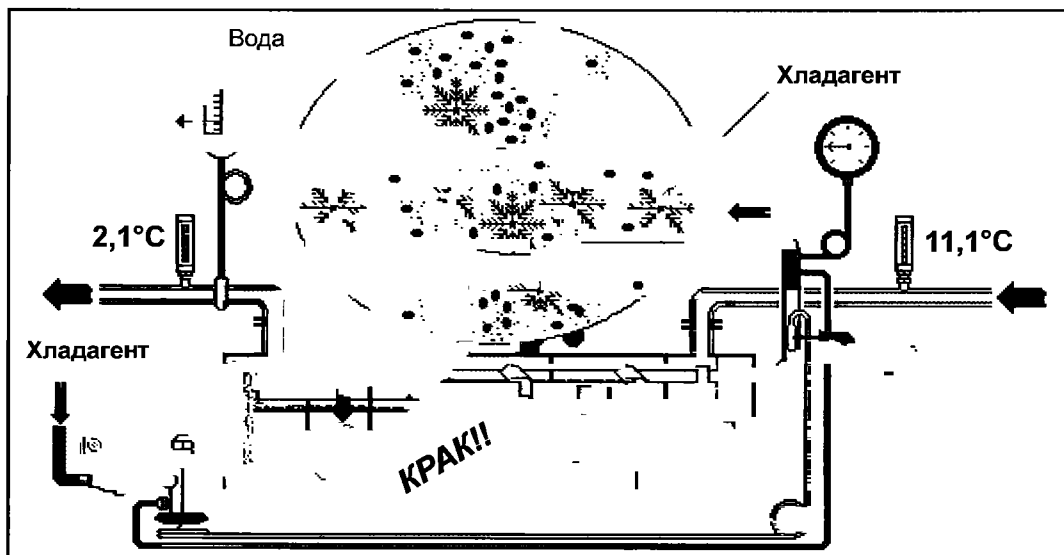


Рис. 85.5.

В худшем случае, одна или несколько трубок разрываются и наступает катастрофа: вода и хладагент вступают в непосредственный контакт. В этот момент возможны 2 варианта:

- ▶ Если давление воды выше, чем НД хладагента, вода поступает в контур хладагента.
- ▶ Если давление воды ниже, чем НД хладагента, хладагент проникает в воду, а затем сбрасывается в атмосферу через дренажный клапан. Когда весь хладагент из контура уйдет, его место займет вода, которая заполнит контур хладагента.

В обоих случаях давления выравниваются, вода проникает в холодильный контур, вызывая огромные разрушения, потому что может попасть даже в картер компрессора!

Примечание. Давление кипения хладагента и давление воды выравниваются. Если вы подозреваете, что теплообменник разрушен, то можете это проверить, измерив соответствующие давления обоих контуров.

Если в контуре воды есть ручные дренажные вентили, то вы можете открыть их, как бы стравливая воздух: в том случае, когда в контуре воды присутствует хладагент, что мы получим на выходе из дренажного вентиля? *Внимание!* Метод поиска утечек хладагента зависит от категории хладагента (ХФУ, ГХФУ или ГФУ, см. раздел 15), а некоторые типы хладонистелей (водных растворов) могут содержать атомы хлора.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИГНАЛИЗАТОРА РАСХОДА ВОДЫ

Последствия замерзания воды в испарителе настолько разрушительны, что как правило на контурах ледяной воды обязательно устанавливают сигнализатор расхода воды.

Назначение сигнализатора заключается в том, чтобы выдавать команду на немедленную остановку компрессора, если расход воды через испаритель становится недостаточным.

Его одинаково можно устанавливать либо на входе в испаритель (поз. 1 на рис. 85.6), либо на его выходе (поз. 2). Главное, чтобы через сигнализатор расхода проходил бы тот же самый расход, который проходит через испаритель.

Вместе с тем имейте в виду, что если сигнализатор установлен на выходе из испарителя, то есть там, где вода имеет низкую температуру, то повышается опасность конденсации влаги наружного воздуха в клеммной коробке и корпусе сигнализатора. Поэтому при техническом обслуживании холодильной машины не забывайте покрыть защитной смазкой механические детали сигнализатора, чтобы предотвратить их заедание или потерю чувствительности прибора.



Рис. 85.6.

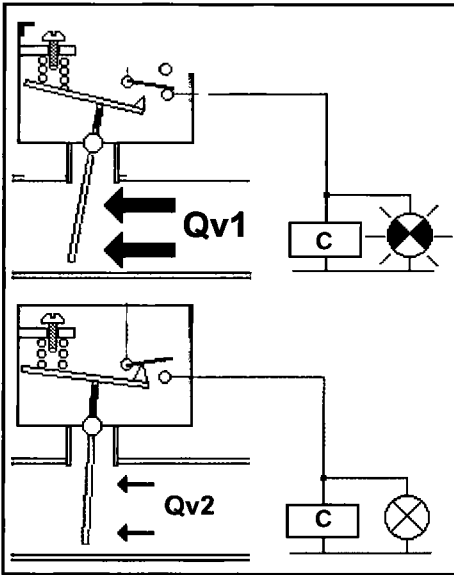


Рис. 85.7.

На рис. 85.7 показано, что когда расход воды через испаритель Q_{v1} соответствует норме, вода оказывает давление на пластину сигнализатора, которую иногда называют “кошачий язычок”.

Если сила давления воды на язычок больше, чем сила натяжения настроечной пружины, то цепь сигнализатора замкнута и компрессор может работать (см. верхнюю схему рис. 85.7).

На нижней схеме рис. 85.7 расход Q_{v2} недостаточен, сила давления воды на язычок сигнализатора становится меньше силы натяжения настроечной пружины, контакт сигнализатора расхода размыкается и компрессор останавливается.



Варианты подключения сигнализатора расхода см. в разделе 100.

Рассмотрим пример настройки сигнализатора расхода: небольшой агрегат для производства ледяной воды холодопроизводительностью 60 кВт с расходом воды через испаритель (номинальное значение) 10 м³/час, позволяющим получить перепад температуры по воде на испарителе 5 К.

Перед тем, как начинать настройку любого контролирующего элемента, прежде всего удостоверьтесь в том, что значение контролируемого параметра, в данном случае – расхода воды, соответствует заданному.

Далее, наиболее приемлемый способ настройки сигнализатора расхода воды заключается в том, чтобы медленно, очень медленно, закрывать запорный вентиль на магистрали подачи ледяной воды, одновременно внимательно наблюдая за поведением давления (температуры) кипения НД. Как только температура кипения опустится ниже -1°C, сигнализатор расхода должен сработать и выдать команду на выключение компрессора.

Совершенно очевидно, что после открытия запорного вентиля расход воды возрастает и контакт сигнализатора расхода должен замкнуться. К сожалению, это происходит далеко не всегда. И наоборот, может быть и такое, что при полностью закрытом запорном вентиле контакт сигнализатора расхода не размыкается. А в ряде случаев контакт размыкается, но не замыкается при открытом вентиле.

Чаще всего это происходит из-за неправильной установки сигнализатора или несоответствия длины пластины сигнализатора и диаметра трубопровода.

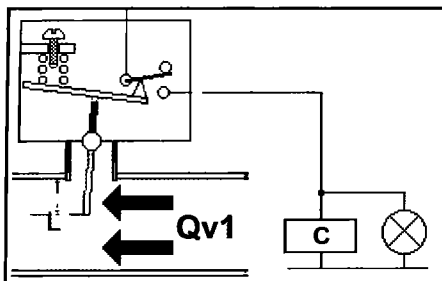


Рис. 85.8.

В примере на рис. 85.8 длина язычка L слишком мала и контакт такого сигнализатора не замкнется, даже если расход $Qv1$ будет соответствовать номинальному!

Ремонтник начинает подкручивать регулировочный винт сигнализатора, чтобы его контакт замкнулся. Впоследствии, когда расход воды упадет, такой сигнализатор может и не сработать!

Чтобы можно было использовать сигнализатор расхода на трубопроводах различных диаметров, он комплектуется пластинками (язычками) различной

длины (заметим, что для трубопроводов очень большого диаметра нужно заказывать пластинку специально). Несоответствие длины пластинки и диаметра трубопровода может иногда доставить различного рода неприятности, суть которых поясняется схемами на рис. 85.9.

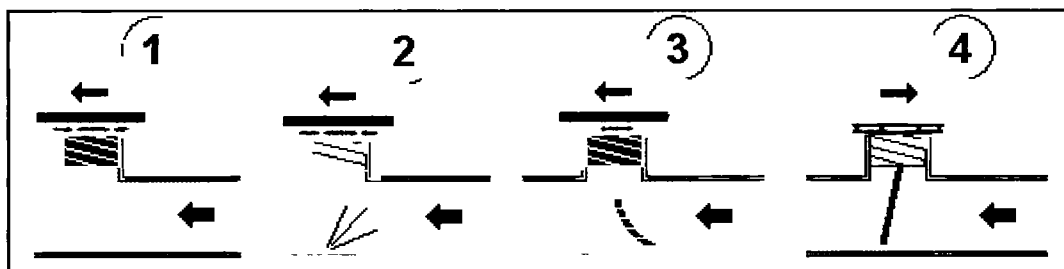


Рис. 85.9.

Случай 1: монтажник забыл установить язычок.

Случай 2: монтажник так увлекся, прикручивая сигнализатор расхода, что язычок уперся в нижнюю стенку трубопровода.

Случай 3: монтажник установил сигнализатор давления с язычком, длина которого больше диаметра трубопровода.

Случай 4: монтажник установил сигнализатор давления задом наперед.

Существует множество других ошибок (см., например, рис. 85.10), однако результат всегда один и тот же: сигнализатор не работает!

В первых трех случаях для исправления ошибки нужно снять сигнализатор расхода с трубопровода, предварительно слив воду с того участка трубопровода, где стоит сигнализатор (если есть герметичные запорные вентили, что не всегда имеет место), и оснастить его язычком (пластинкой) такой длины, которая соответствует диаметру трубопровода.

В последнем случае нужно отвернуть или довернуть корпус сигнализатора на пол-оборота, рассчитывая, что это удастся сделать и что при этом не появится утечка воды!

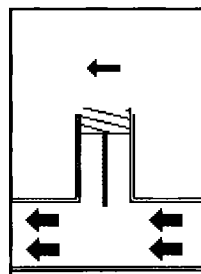


Рис. 85.10.

Однако, чтобы повысить надежность работы агрегата, можно использовать и другую систему контроля расхода воды через испаритель...

Очень часто для контроля расхода воды используют дифференциальный датчик давления (см. рис. 85.11).

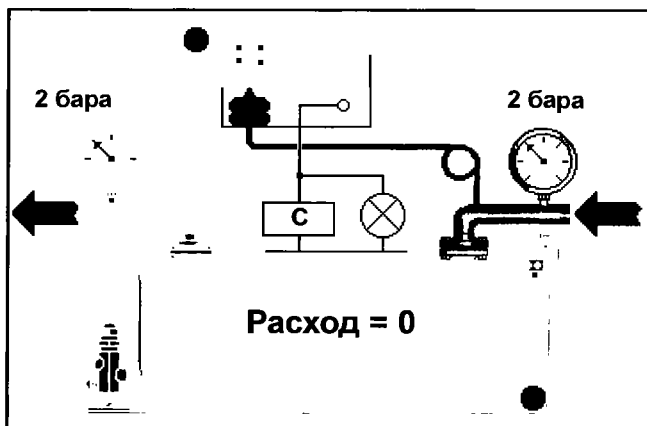


Рис. 85.11.

Когда расход воды через испаритель равен нулю, потери давления в испарителе также равны нулю (см. раздел 75.5). Например, когда давление на входе в испаритель равно 2 барам, то при отсутствии расхода давление на выходе из испарителя также будет равно 2 барам.

В результате давление в каждом из двух сильфонов дифференциального датчика давления будет одинаково, контакт датчика будет разомкнут и компрессор остановлен.

Когда будет запущен насос ледяной воды, расход воды начнет повышаться и потери давления на испарителе достигнут номинального значения. В сильфонах появится разность давлений, в результате чего контакт датчика замкнется и выдаст команду на запуск компрессора. Так же, как и в случае с сигнализатором расхода, если расход воды через испаритель начнет падать, дифференциальный датчик давления должен выдать команду на выключение компрессора.

Для того, чтобы сравнить эффективность дифференциального датчика давления с эффективностью сигнализатора давления, рассмотрим в качестве примера нашу централь по производству ледяной воды с холодопроизводительностью 60 кВт с номинальным расходом ледяной воды 10 м³/ч.

Допустим, что при номинальном расходе ледяной воды 10 м³/ч, потери давления в испарителе равны 3 м водяного столба.

Какие потери давления на испарителе мы будем иметь, если расход упадет до величины 5 м³/ч (см. рис. 85.12)?

При изучении взаимосвязи потерь давления с расходом мы убедились, что потери давления пропорциональны не расходу, а квадрату расхода (см. раздел 75.5).

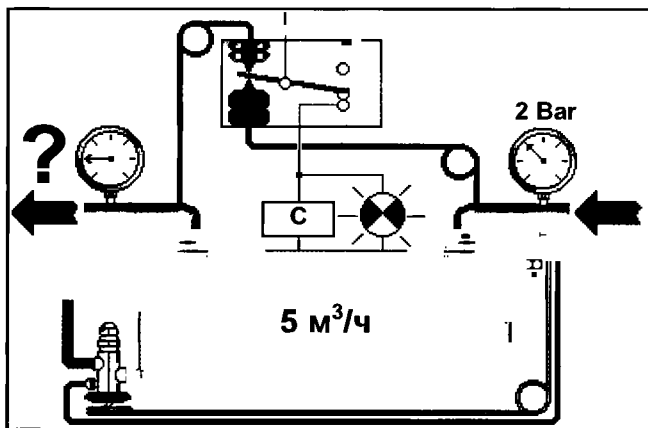


Рис. 85.12.

Отсюда следует, что если расход упал с 10 м³/ч до 5 м³/ч, то есть в два раза, потери давления упадут в четыре раза, или составят только $3 / 4 = 0,75$ м вод. ст.

Соотношение между расходом и потерями давления обеспечивает высокую чувствительность дифференциального датчика давления, что существенно облегчает его настройку. Однако при монтаже этого типа датчиков, так же, как и для других датчиков, необходимо соблюдать определенные правила...

86. КАК КОНТРОЛИРОВАТЬ РАСХОД ВОДЫ

Засорение фильтра, насос, вращающийся не в ту сторону или работающий в режиме кавитации, воздух в контуре – и в результате расход ледяной воды может снизиться вдвое. При пусконаладочных работах или в процессе выполнения ремонтных работ на водоохлаждающей машине очень важно правильно определить расход ледяной воды, проходящей через испаритель, и, при необходимости, привести его к номинальному значению.

ОЦЕНКА РАСХОДА ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ИСПАРИТЕЛЬ

Очень редко бывает так, что холодопроизводительность установки указывают на шильдике холодильной машины, и это понятно: холодопроизводительность меняется в зависимости от температуры воды на входе в испаритель и температуры конденсации. Действительно, значения этих температур определяют величины НД и ВД, от которых напрямую зависит холодопроизводительность.

✗ Однако напомним, что в любом случае расход ледяной воды (и расход воды в контуре градирни) задают с таким расчетом, чтобы перепад температур по воде $\Delta t_{\text{и}}$ на испарителе был близок к 5 К.

Например, если известно, что холодопроизводительность установки Φ_0 равна 35 кВт и вспоминая, что эмпирические коэффициенты теплоотдачи для испарителя и сухой градирни равны соответственно 1,16 и 1,25, то можно легко определить:

– расход воды через испаритель $Q_{\text{и}} \approx \Phi_0 / (\Delta t_{\text{и}} \times 1,16) = 35 / (5 \times 1,16) \approx 6 \text{ м}^3/\text{ч}$;

– расход воды через конденсатор $Q_{\text{к}} \approx Q_{\text{и}} \times 1,25 = 6 \times 1,25 \approx 7,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Разумеется такие величины являются приближенными с точностью до первого знака после запятой, однако даже оценочные значения могут оказать вам огромную помощь при работах на монтажной площадке.

При оценке расхода воды вам может помочь и надпись на корпусе ТРВ (см. раздел 8.1).

На испарителе (см. рис. 86.1) установлен ТРВ производства компании Sporlan со следующей маркировкой: **GVE 10 CP100**. Такая маркировка означает: **G** – ТРВ с присоединительными трубками под пайку; **V** – хладагент R22; **E** – с линией внешнего уравнивания давления; **10** – холодопроизводительность в тоннах холода США при температуре кипения 5°C и температуре конденсации 38°C (напомним, что 1 тонна холода США равна примерно 3,5 кВт); **CP100** – ТРВ с точкой МОР (см. раздел 47), равной +15°C).

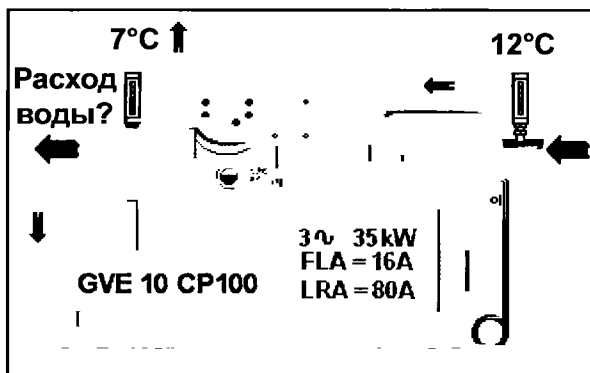


Рис. 86.1.

Чтобы *оценить* расход воды, используем ту же формулу, что и выше: $\Phi_0 = 10 \times 3,5 = 35 \text{ кВт}$, тогда расход воды через испаритель $Q_{\text{и}} \approx \Phi_0 / (\Delta t_{\text{и}} \times 1,16) = 35 / (5 \times 1,16) \approx 6 \text{ м}^3/\text{ч}$. Однако будьте внимательны! Такая оценка даст вам только порядок величины расхода и иногда может быть ошибочной, если сменный клапанный узел ТРВ не соответствует надписи на корпусе (см. раздел 8.1).

Помощь в оценке расхода воды может оказать и шильдик на корпусе двигателя компрессора, который дает информацию о величине потребляемой двигателем силы тока. В самом деле, между электрической мощностью, потребляемой приводным двигателем компрессора, и холодопроизводительностью установки существует однозначная взаимосвязь. Правда, следует иметь в виду, что на двигателях европейских производителей указана величина номинальной силы потребляемого тока. На двигателях же, произведенных в США, Англии и Японии, указывают силу тока, потребляемого при максимальной нагрузке, которая обозначается аббревиатурой FLA (см. рис. 86.1). В данном случае $FLA = 16 \text{ А}$.

Сила тока, потребляемого двигателем при полной нагрузке, соответствует максимальной величине силы тока, которую двигатель может выдержать без повреждений. Поэтому, если вы измеряете действительную величину силы потребляемого тока с помощью токоизмерительных клещей, то как правило, получите величину ниже той, которая указана на шильдике двигателя (кроме случаев, когда давление конденсации ВД заметно выросло).

В первом приближении можно считать, что для компрессора, приводимого двигателем трехфазного тока напряжением 400 В, сила тока 1 А соответствует холодопроизводительности водоохлаждающей машины примерно 2 кВт. Учтите, что это очень грубое приближение, поскольку холодопроизводительность зависит от температур кипения и конденсации. Кроме того, не путайте потребляемую двигателем электрическую мощность $N_{эл}$ и холодопроизводительность холодильной машины $Ф_0$.

В примере на рис. 86.1 $FLA = 16$ А, значит холодопроизводительность компрессора около $Ф_0 = 16 \times 2 = 32$ кВт. Тогда, используя уже известную нам эмпирическую зависимость, получим расход воды через испаритель $Q_{и} \approx Ф_0 / (\Delta t_{и} \times 1,16) = 32 / (5 \times 1,16) \approx 5,5$ м³/ч, а расход воды через конденсатор $Q_{к} = Q_{и} \times 1,25 = 5,5 \times 1,25 \approx 7$ м³/ч.

Все эти оценки позволяют более или менее точно получить представление о порядке величины расхода воды через испаритель и через конденсатор. В заключение отметим, что аббревиатура LRA на шильдике двигателей производства США, Англии и Японии означает величину пускового тока. То есть в данном случае (рис. 86.1) пусковой ток $LRA = 80$ А (см. раздел 63).

ОЦЕНКА РАСХОДА С ПОМОЩЬЮ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Мы уже убедились (см. раздел 76), что напор насоса H можно измерить с помощью манометра, установленного между нагнетательным и всасывающим патрубками насоса. Напомним, что в закрытом гидравлическом контуре напор насоса H равен гидравлическому сопротивлению (потерям давления) ΔP всего контура.

Например (см. рис. 86.2), открыв вентиль C (при закрытом вентиле B), измеряют давление на нагнетании насоса $P_c = 1,8$ бар. Далее, закрыв вентиль C и открыв вентиль B , измеряют давление на всасывании $P_B = 1,2$ бар.

Следовательно, напор насоса $H = P_c - P_B = 1,8 - 1,2 = 0,6$ бар (или 6 м вод. ст.). Зная текущее значение напора насоса, можно с помощью напорной характеристики (которая иногда бывает нанесена на корпусе самого насоса) легко найти значение расхода воды.

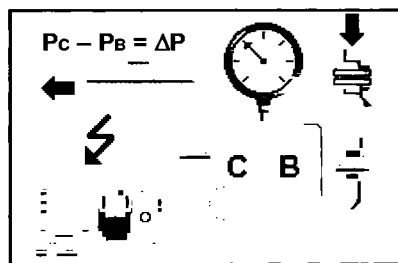


Рис. 86.2.

От точки $H = 6$ м вод. ст. проводят горизонталь A (см. рис. 86.3) до пересечения с напорной характеристикой насоса в точке B . Далее из точки B проводят вертикаль C до пересечения с горизонтальной осью, на которой находят значение расхода 14 м³/ч.

Все это на первый взгляд кажется очень простым, однако если два или три человека проводят одни и те же измерения, то далеко не всегда они приходят к одному и тому же результату.

В самом деле, насколько точны наши измерения? А напорная характеристика, насколько она верна? Поэтому к интерпретации результатов измерений надо всегда подходить очень осторожно и, в частности, обращать внимание на следующие моменты.

Насколько диапазон измеряемых величин соответствует диапазону измерения манометра? (Например, измерить давление 1,2 бар, а затем 1,8 бар манометром с диапазоном измерений от 0 до 10 бар можно, но погрешность результатов измерений будет очень велика...).

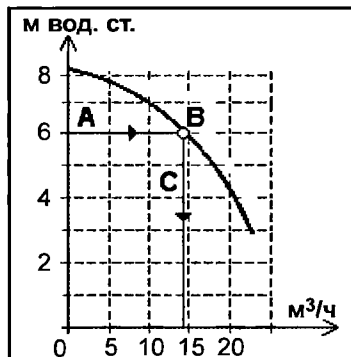


Рис. 86.3.

В самом деле, на манометре диаметром 40 мм со шкалой от 0 до 10 бар изменение давления на десятую долю бара вызывает перемещение стрелки манометра на расстояние около 1 мм, поэтому точно измерить такое изменение совершенно невозможно.

Представим себе, что при измерении давления нагнетания (в точке С) мы допустили ошибку всего в 0,2 бар в большую сторону и вместо 1,8 бар получили 2,0 бар. Тогда $H = 2 - 1,2 = 0,8$ бар, что согласно напорной характеристике (см. рис. 86.4) соответствует расходу около $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (поз. 1). Та же ошибка в 0,2 бар при измерении давления всасывания дает величину $H = 1,8 - 1,4 = 0,4$ бар, а при таком напоре расход будет больше $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ (поз. 2)!

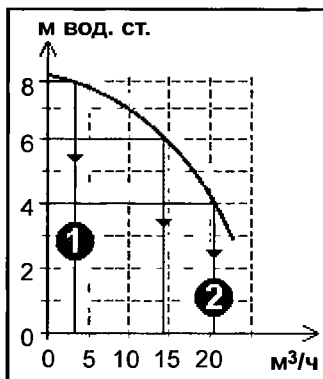


Рис. 86.4.

► Насколько используемая вами напорная характеристика насоса соответствует фактической характеристике насоса, установленного в контуре? Она действительно относится к этому насосу? (Напорные характеристики могут очень сильно меняться в зависимости от диаметра крыльчатки и числа оборотов двигателя).

► В нужном ли направлении вращается насос? Напомним, что для центробежного насоса, как и для любой центробежной машины, *поток воды при вращении крыльчатки в обратную сторону все равно движется от всасывания к нагнетанию, но ее расход резко падает!*

Разумеется, вряд ли стоит разбирать насос, измерять диаметр крыльчатки и число оборотов двигателя только для того, чтобы контролировать расход!

НАСОСЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМ РАСХОДОМ

Прежде, чем продолжать, представляется важным уточнить, что существует множество насосов, у которых напорная характеристика может регулироваться (пример характеристик одного из таких насосов представлен на рис. 86.5). Целью регулировки напорной характеристики является обеспечение соответствия характеристик насоса гидравлической характеристике контура с тем, чтобы обеспечить значение расхода по контуру как можно ближе к требуемому значению.

Чтобы регулировать расход, конструкторы иногда используют клапан, размещаемый *внутри насоса* между нагнетанием и всасыванием. Степень открытия этого клапана *регулируется снаружи*. Если клапан закрыт (поз. 4), то весь расход проходит через насос и направляется в установку. Если клапан полностью открыт (поз. 1), то часть расхода возвращается на всасывание насоса и расход, который уходит в установку, становится очень малым.

Таким образом, при теоретически постоянном напоре насоса, например, 1 м вод. ст., расход может меняться от $2,2 \text{ м}^3/\text{ч}$ до $12 \text{ м}^3/\text{ч}$ (поз. 1 и поз. 4 на рис. 86.5 соответственно).

Заметим, что запорный элемент клапана может занимать промежуточное положение, например, между точками 1 и 2: тогда напорная характеристика насоса тоже будет расположена между кривыми 1 и 2.

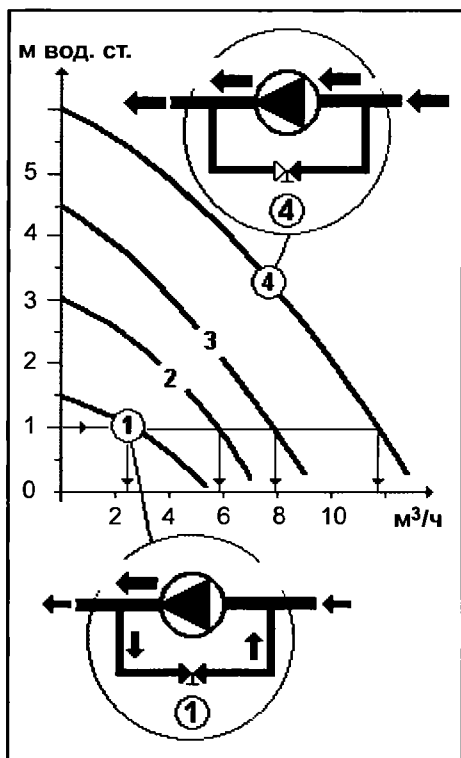


Рис. 86.5.

При этом через насос будет проходить всегда одно и то же количество воды независимо от положения запорного элемента клапана. То есть мощность, потребляемая электродвигателем насоса, остается неизменной, каким бы ни был расход воды по контуру. Указанный способ регулирования производительности насосов используется, как правило, для небольших насосов с малыми значениями потребляемой мощности.

В настоящее время большинство конструкторов предпочитают использовать насосы с регулируемым числом оборотов (потребляемая мощность падает пропорционально снижению числа оборотов), когда напорные характеристики, оставаясь подобными друг другу, могут эквидистантно перемещаться (см. рис. 86.6).

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ

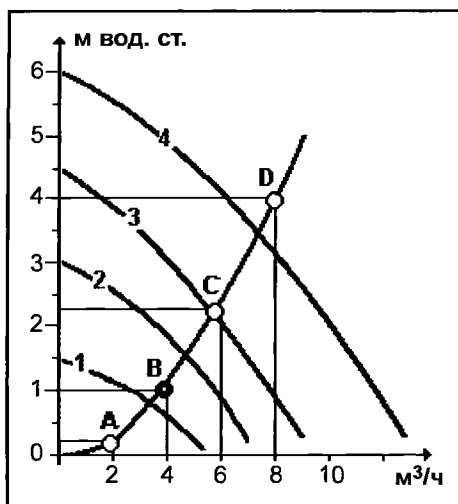


Рис. 86.6.

При анализе величины потерь давления (см. раздел 75.5) мы убедились, что потери давления пропорциональны квадрату расхода, то есть, если расход удваивается, то потери давления возрастают в 4 раза.

Допустим, что потери давления в закрытом гидравлическом контуре равны 1 м вод. ст. при расходе 4 м³/ч (точка В на рис. 86.6).

Отсюда мы можем сделать вывод, что если расход упадет в 2 раза (то есть до 2 м³/ч), то потери давления составят 0,25 м вод. ст. (то есть снизятся в 4 раза), и по гидравлической характеристике контура мы перейдем от точки В к точке А. Если же расход вырастет до 8 м³/ч (то есть удвоится), потери давления увеличатся до 4 м вод. ст. (то есть возрастут в 4 раза), что даст нам точку D.

Если расход составит 6 м³/ч (вырастет в 1,5 раза), потери давления возрастут до 2,25 м вод. ст. (увеличатся в 1,5² раза), в результате чего мы получим точку С.



Соединив все эти точки, мы получим кривую, которая называется гидравлической характеристикой сети (подробный расчет см. в разделе 94). Каким бы ни был расход воды в этом контуре, соответствующие значения потерь давления обязательно будут лежать на этой кривой.

Нанесем на график рис. 86.6 напорные характеристики насоса с рис. 86.5 и на этом же графике проведем кривую гидравлической характеристики сети, которую мы только что рассчитали. Теперь мы достаточно точно можем найти расход в зависимости от положения регулятора производительности насоса (см. рис. 86.7).

Для положения 4 в нашем гидравлическом контуре насос обеспечит расход 7,5 м³/ч при потерях давления 3,5 м вод. ст.

В положении 1 насос даст расход 3,5 м³/ч при потерях давления 0,75 м вод. ст.

Следовательно, данный насос, установленный в контур с такой гидравлической характеристикой, способен обеспечить регулируемый расход в диапазоне от 3,5 до 7,5 м³/ч. Если бы нам потребовался, например, расход 10 м³/ч, то с этим насосом получить указанный расход было бы невозможно!

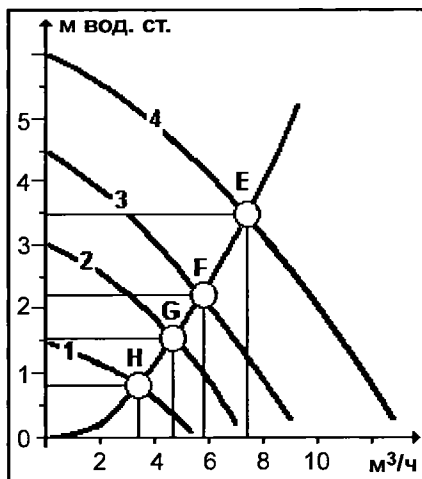


Рис. 86.7.



При установке насоса в гидравлический контур рабочая точка обязательно будет находиться на пересечении напорной характеристики насоса и гидравлической характеристики контура. Помните об этом и вы сможете предотвратить множество проблем!

86.1. ИЗМЕРЕНИЕ НАПОРА ПРИ НУЛЕВОМ РАСХОДЕ

Рассматривая напорные характеристики насоса, можно констатировать: чем больше падает расход, тем больше растет напор насоса. При нулевом расходе напор будет максимальным.

Итак, запомните: при закрытом запорном вентиле на нагнетании насоса расход становится равным нулю, а напор будет максимальным (за исключением некоторых частных вариантов конструктивного исполнения насосов).

Очень часто это свойство насосов используют для проверки их функционирования, направления вращения и рабочих параметров. Например, для насосов с регулируемым числом оборотов напор будет разным при разном числе оборотов. Если крыльчатка вращается в неверном направлении, то расход насоса становится очень небольшим и насос не сможет создавать нужное давление.

Существует очень простой и очень надежный способ проверить, в нужном ли направлении вращается насос и соответствует ли его напорная характеристика числу оборотов. Для этого достаточно закрыть вентиль на нагнетании и измерить так называемый **“безрасходный напор насоса H_0 ”**, то есть напор насоса при нулевом расходе.

В примере на рис. 86.8, после того, как мы закрыли вентиль **F** на нагнетании, манометр на выходе из насоса показывает давление $P_c = 2$ бара и на входе в насос $P_v = 1,2$ бар. Таким образом, $H_0 = (P_c - P_v) = 2 - 1,2 = 0,8$ бар (8 м вод. ст.). Отсюда можно заключить, что насос работает с числом оборотов **N2**.

Заметим, что если этот насос будет вращаться в обратном направлении, то его напор заметно упадет (например, до 4 м вод. ст.), что не будет соответствовать никакой напорной характеристике.

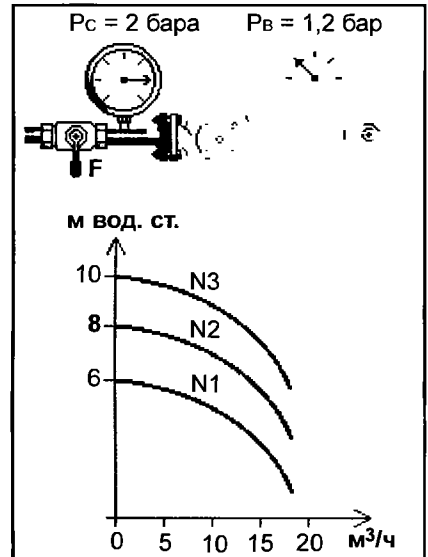


Рис. 86.8.

УПРАЖНЕНИЕ

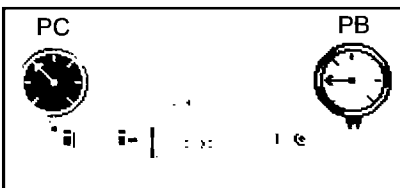


Рис. 86.9.

При измерении напора H насоса (см. рис. 86.9) с помощью высокоточных манометров были получены следующие значения давлений: $P_C = 1,3$ бар, $P_B = 0,5$ бар.

После этого измерения были повторены при закрытом вентиле на нагнетании, в результате чего были найдены следующие значения: $P_C = 1,3$ бар, $P_B = 1,3$ бар. Как вы объясните этот результат?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

Давайте немного поразмышляем. Если напор насоса $H = P_C - P_B = 1,3 - 0,5 = 0,8$ бар, то это означает, по-видимому, что крыльчатка насоса передает воде весьма заметную энергию давления. С другой стороны, измерение H_0 дает результат $P_C - P_B = 0$ бар!

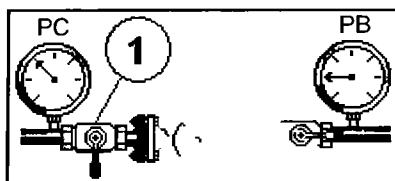


Рис. 86.10.

Следовательно, при измерении H_0 допущена грубая ошибка. В самом деле, величина H_0 ни при каких условиях не может быть ниже величины H , поскольку с падением расхода напор насоса должен только возрастать!

И действительно, если мы внимательно посмотрим на то, как установлены манометры, то увидим, что манометр С расположен за нагнетательным вентиляем. При измерении напора H_0 мы закрыли запорный вентиль на нагнетании (поз. 1 на рис. 86.10), но манометр С, размещенный после этого вентиля, не может измерять давление. Кроме того, поскольку при закрытом вентиле поз. 1 расход в сети отсутствует, потери давления тоже равны нулю, поэтому давление P_C равно давлению P_B .

Манометры следует устанавливать между насосом и запорными вентилями. Значит, либо нужно изменить место врезки манометра, либо закрыть другой вентиль (если он существует), расположенный чуть дальше за манометром (поз. 2 на рис. 86.11) в гидравлическом контуре.

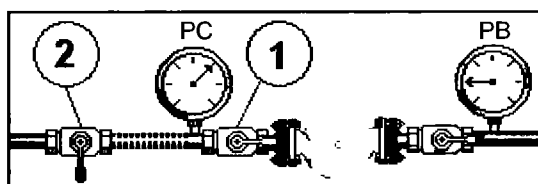


Рис. 86.11.

Вывод. Измерение напора насоса H и определение по результатам измерения расхода – процедура простая, но содержащая множество подводных камней. Результаты измерения всегда нужно перепроверять другими способами.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Например, каким образом можно измерить расход через испаритель? Прежде всего необходимо иметь манометр, позволяющий измерить давление на входе в испаритель и на выходе из него. Например, на рис. 86.12 стоят два манометра, но лучше проводить измерения, используя один и тот же манометр (см. раздел 76).

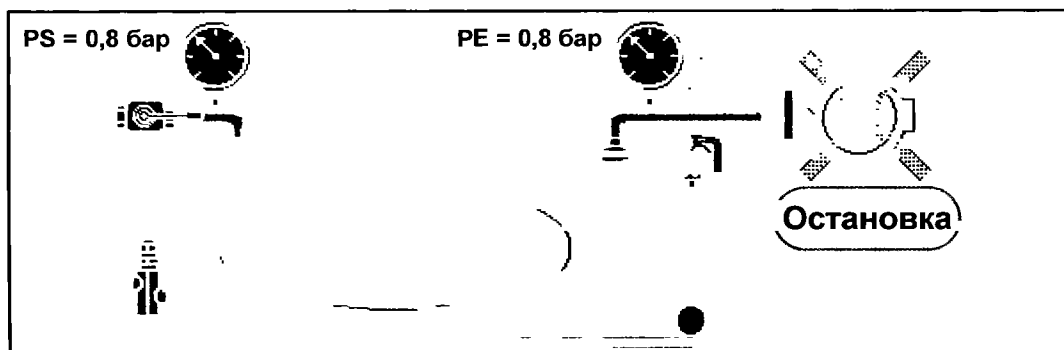


Рис. 86.12.

Поток воды проходит через испаритель, который представляет собой узкие и извилистые каналы, соединенные как последовательно, так и параллельно. Эти каналы имеют высокое гидравлическое сопротивление. Разумеется, при нулевом расходе воды гидравлическое сопротивление тоже равно нулю. Разность давлений воды на входе в испаритель P_E (см. рис. 86.12) и на выходе из него P_S равна нулю ($\Delta P = 0,8 - 0,8 = 0$ бар).

Когда расход воды повышается, потери давления начинают стремительно расти, так как трение воды создает сопротивление ее движению.

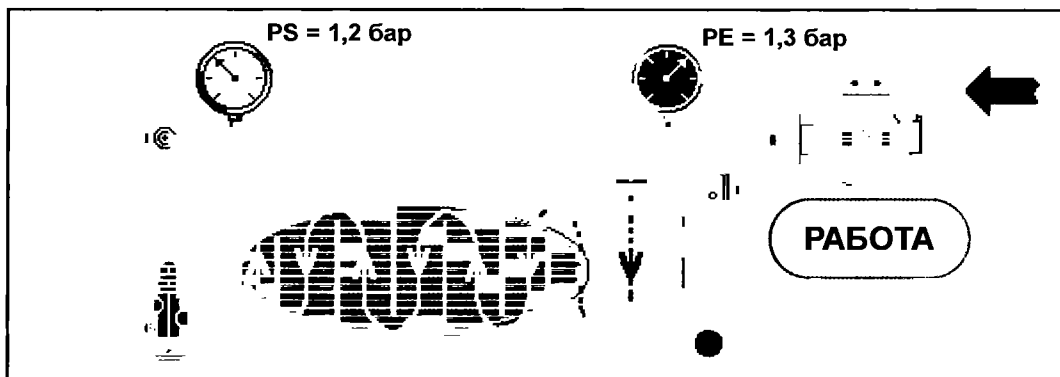


Рис. 86.13.

Допустим, что при расходе воды $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ в результате измерений мы получили (см. рис. 86.13): $PE = 1,3$ бар и $PS = 1,2$ бар, то есть $\Delta P = 0,1$ бар (1 м вод. ст.).

Напомним, каким образом мы строили гидравлическую характеристику контура (рис. 86.6.). Когда расход удваивается, потери давления возрастают в 4 раза. Поэтому, если в нашем примере расход вырастет до $20 \text{ м}^3/\text{ч}$, то потери давления составят $0,1 \times 4 = 0,4$ бар (4 м вод. ст.).

Итак, конструкторы предоставляют в наше распоряжение графики, связывающие потери давления в испарителях с расходом воды через них (см. рис. 86.14). Если у вас есть такие графики, то расход воды через испаритель может быть очень легко найден простым измерением потерь давления на испарителе.

Как правило, эти графики строятся для нескольких моделей испарителей.

Допустим, нам требуется оценить расход воды через испаритель модели И1. Установив манометры, получаем $PE = 13,45$ м вод. ст. и $PS = 11,2$ м вод. ст., следовательно $\Delta P = 2,25$ м вод. ст..

Используя график (рис. 86.14), можно заключить, что расход воды через испаритель равен примерно $15 \text{ м}^3/\text{ч}$.

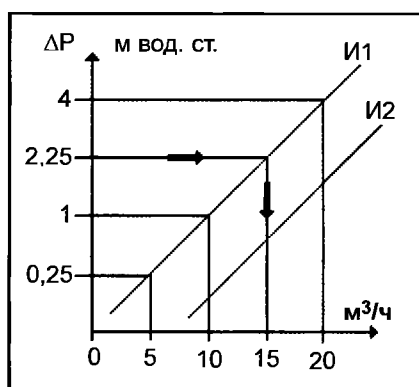


Рис. 86.14.

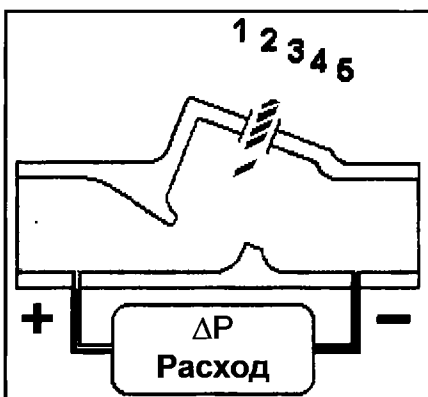


Рис. 86.15.

Отметим, что для регулировки расхода с целью получения номинальных величин в последнее время на испарителях все чаще устанавливают уравнительные вентили с маркировкой, указывающей на степень открытия вентилей (см. рис. 86.15).

Эти вентили оснащаются дифференциальными расходомерами, позволяющими с помощью встроенных в них микропроцессоров точно определять величину проходящего через них расхода.

Вместе с тем, независимо от используемых для измерения расхода средств, иногда результаты измерения расхода в гидравлических контурах дают удивительные значения. Но это другая история...

87. НЕИСПРАВНОСТИ В КОНТУРЕ ХЛАДАГЕНТА ОХЛАДИТЕЛЕЙ ЖИДКОСТИ

Неисправности в контуре хладагента агрегатов по производству ледяной воды очень похожи на неисправности, встречающиеся в установках с воздухоохладителями непосредственного кипения (см. разделы с 14 по 27 настоящего пособия). Однако, чтобы помочь вам применить полученные ранее знания о неисправностях воздухоохладителей непосредственного кипения к охладителям жидкости, мы рассмотрим некоторые из наиболее характерных неисправностей. Для начала остановимся на параметрах охладителя жидкости при нормальной работе установки, использующей, например, в качестве хладагента R22.

87.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Нормальная работа водоохлаждающей машины

Агрегат по производству ледяной воды, оборудованный конденсатором водяного охлаждения с оборотным водоснабжением, введен в эксплуатацию в соответствии с конструкторской документацией.

Вам известны следующие параметры (см. рис. 87.1):

Температура воды на входе в конденсатор $T_{wk} = 27^\circ\text{C}$.

Температура ледяной воды на входе в испаритель $T_{we} = 12^\circ\text{C}$.

Зная, что установка работает нормально, укажите, где находится вход и выход каждого теплообменника. Дополните недостающие значения температур.

Каковы будут нормальные значения перегрева пара хладагента на выходе из испарителя и переохлаждения жидкого хладагента на выходе из конденсатора?

На агрегате есть табличка с информацией: хладагент R22, холодопроизводительность 70 кВт. Оцените величины расхода воды через испаритель и через конденсатор.

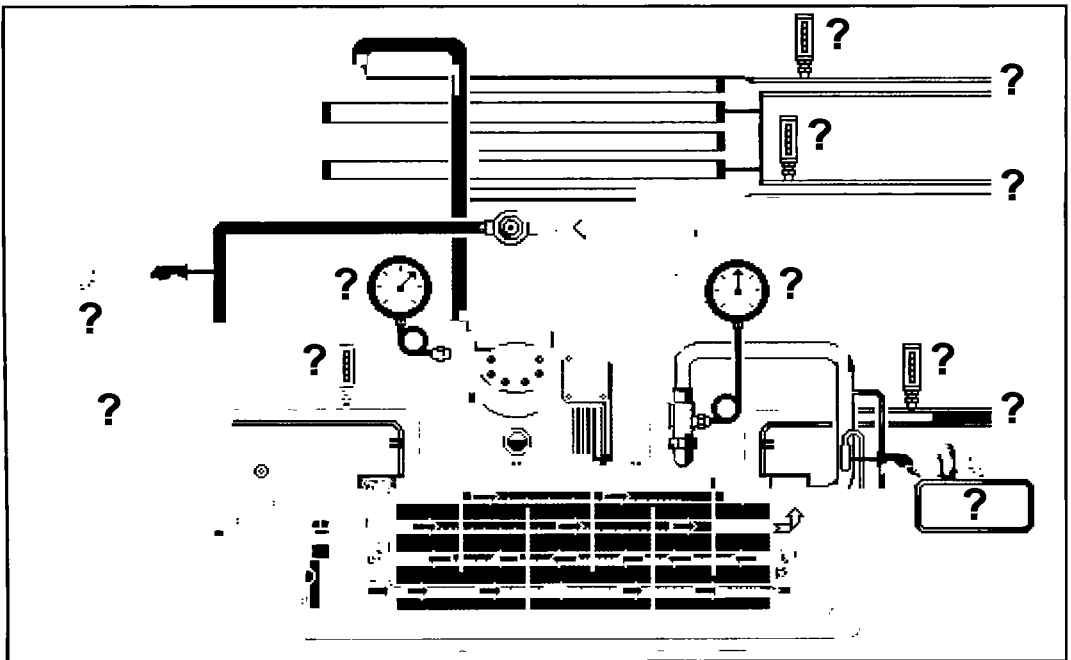


Рис. 87.1.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Монтаж теплообменников выполняют таким образом, чтобы реализовать теплообмен по принципу противотока, при котором теплая вода движется навстречу хладагенту в испарителе, а холодная – навстречу хладагенту в конденсаторе. Это позволяет улучшить переохлаждение в конденсаторе и оптимизировать зону перегрева в испарителе.

При работе компрессора с максимальной производительностью в испарителе применяют “правило 5 К”. Вода входит в испаритель с температурой 12°C, а выходит с температурой 7°C. Давление кипения (НД) соответствует температуре кипения около 7°C – 5 К = 2°C. Величина перегрева пара хладагента на выходе из испарителя, позволяющая оценивать степень заполнения испарителя кипящим хладагентом, в общем случае должна находиться в диапазоне от 4 до 7 К. Будем считать, что в нашей установке перегрев составляет 6 К, то есть температура в точке, где стоит термобаллон TRV, составляет 2°C + 6 К = 8°C.

Температурный напор на конденсаторе принимается равным около 15 К, следовательно $t_k = 27^\circ\text{C} + 15 \text{ К} = 42^\circ\text{C}$. Перепад температур оборотной воды на конденсаторе – от 5 К до 6 К. Поэтому, если температура воды на входе в конденсатор равна 27°C, то на выходе она составляет $27^\circ\text{C} + 5 \text{ К} = 32^\circ\text{C}$.

Переохлаждение жидкого хладагента на выходе из конденсатора, которое позволяет оценить степень заполнения конденсатора жидким хладагентом, в общем случае должно находиться в диапазоне от 4 до 8 К. Допуская, что переохлаждение составляет 6 К, температура жидкости на выходе из конденсатора будет $42^\circ\text{C} - 6 \text{ К} = 36^\circ\text{C}$.

Таким образом можно считать, что установка, приведенная на рис. 87.2, работает нормально, если выполняются следующие условия:

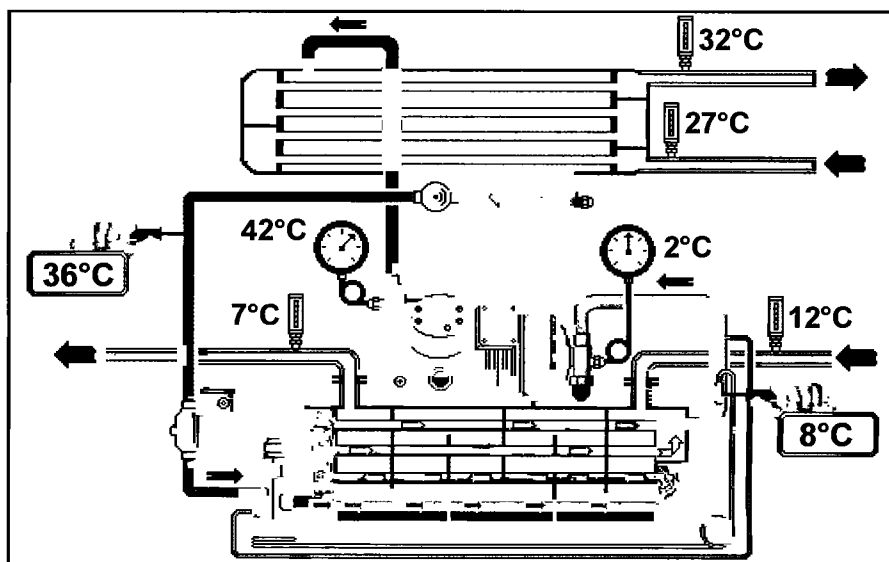


Рис. 87.2.

Номинальная холодопроизводительность установки 70 кВт. Вновь используя эмпирическую формулу, приведенную в начале раздела 86, получим:

- ▶ Расход воды через испаритель $Q_i \approx \Phi_0 / (\Delta t_i \times 1,16) = 70 / (5 \times 1,16) = 12 \text{ м}^3/\text{ч}$.
- ▶ Расход воды через конденсатор $Q_k \approx Q_i \times 1,25 = 12 \times 1,25 = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$.



Если в качестве рабочих параметров установок принимать не величины давлений, а характерные значения температур, то наши рассуждения будут справедливы для любых таких же установок, но работающих на других хладагентах: R134a, R404A, R407C, R410A и т.д.

Теперь рассмотрим некоторые неисправности...

НЕХВАТКА ХЛАДАГЕНТА

Такая неисправность, которая приводит к недостатку хладагента и в конденсаторе, и в испарителе, уже рассматривалась нами в разделах с 15 по 17 (для испарителей с прямым расширением). Признаки неисправности в установке для производства ледяной воды аналогичны признакам для воздухоохладителя и вопрос только в их правильной трактовке (см. рис. 87.3).

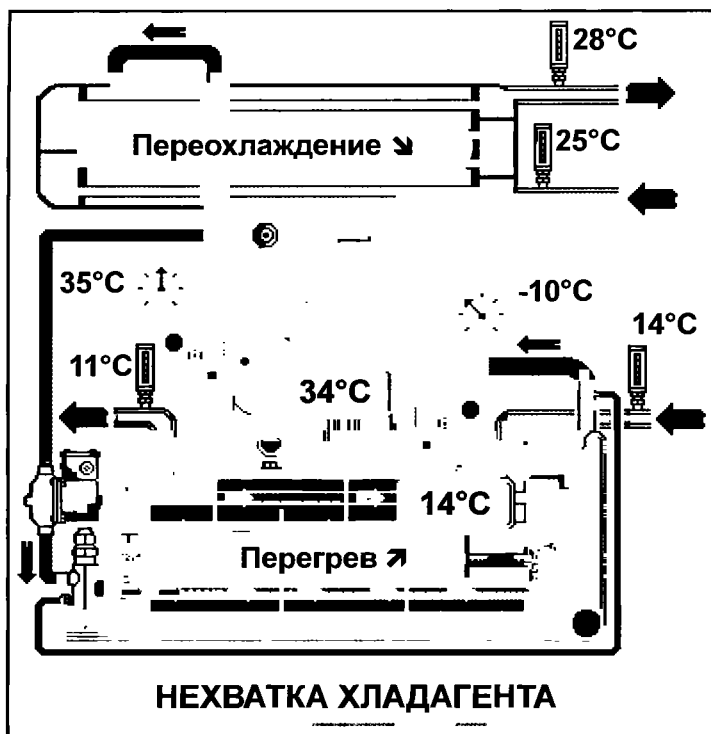


Рис. 87.3.

Если испаритель плохо заполнен жидким хладагентом, то перегрев увеличивается, а количество паров, производимых испарителем, падает.

Ввиду того, что объемная производительность компрессора – величина постоянная, он стремится всасывать прежнее количество паров из испарителя, поэтому давление кипения (НД) заметно падает.

Холодопроизводительность также снижается, ледяная вода охлаждается плохо и перепад температур по воде на испарителе Δt становится меньше номинального, хотя компрессор работает с максимальной производительностью.

Поскольку холодопроизводительность упала, количество тепла, которое должно сбрасываться через конденсатор,

снизилось. Следовательно конденсатор становится переразмеренным и давление конденсации (ВД) падает.

- Нехватка хладагента в испарителе ⇔ Высокий перегрев.
- Нехватка хладагента в конденсаторе ⇔ Низкое переохлаждение.
- Падение холодопроизводительности ⇔ Падение перепада температур по воде на испарителе.

В охладителях жидкостей неисправность, приводящая к снижению расхода хладагента через испаритель с повышением перегрева, сопровождается тем, что температура пара хладагента на выходе из испарителя (в точке, где установлен термобаллон TRV) становится практически равной температуре охлаждаемой жидкости на входе в испаритель.

Табл. 87.1.

Температура кипения (НД) = -10°C	↘
Перегрев = 24 К	↗
Температура конденсации (ВД) = 35°C	↘
Переохлаждение = 1 К	< 5 К ↘
Состояние картера	Теплый
Состояние смотрового стекла на жидкостной магистрали	Пузыри
Перепад температур по воде на испарителе = 3 К	< 5 К ↘

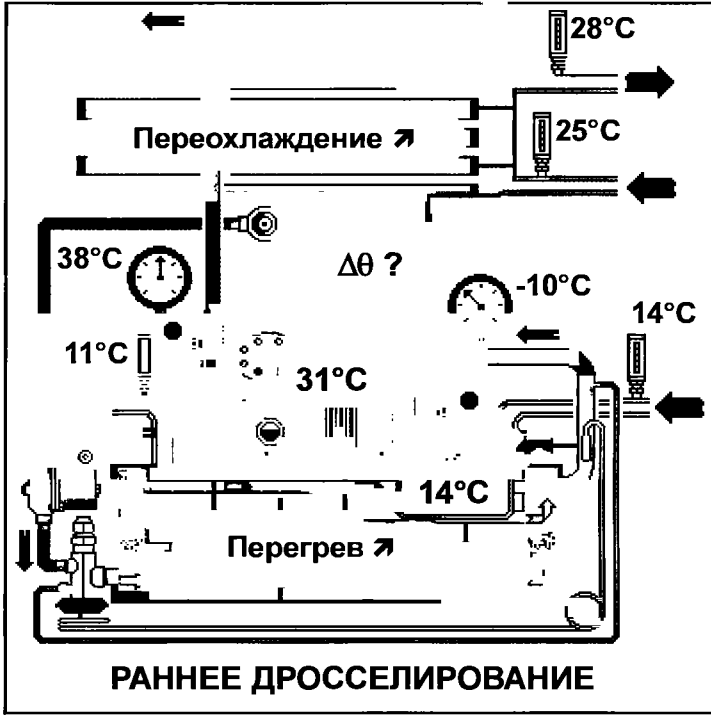
Обобщение признаков (см. табл. 87.1):

1. Падение холодопроизводительности.
2. Падение давления кипения (НД) и, соответственно, температуры кипения.
3. Высокий перегрев.
4. Низкое переохлаждение.

ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЕ ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ХЛАДАГЕНТА В ЖИДКОСТНОЙ МАГИСТРАЛИ

● ХЛД. 1 Е

Эту неисправность мы изучили в разделах 18 и 19 (для воздухоохладителя). Рассмотрим любую из причин раннего дросселирования: неполностью открыт расходный вентиль на выходе из конденсатора, засорен фильтр-осушитель, неполностью открыт электроклапан на входе в ТРВ... В результате расход жидкости через испаритель падает и конденсатор начинает чрезмерно заполняться жидким хладагентом. Количество жидкого хладагента в испарителе падает и перегрев пара на выходе из испарителя растет (см. рис. 87.4). Холодопроизводительность установки снижается и перепад температур по воде на испарителе уменьшается.



Если сравнивать эту неисправность с нехваткой хладагента, то основное различие состоит в том, что жидкий хладагент, который накапливается в конденсаторе, позволяет обеспечить хорошее переохлаждение.

Частичная закупорка жидкостной магистрали, где бы она не происходила, всегда приводит к преждевременному дросселированию и частичному вскипанию жидкого хладагента прежде, чем он поступит в ТРВ.

Быстро и надежно найти место частичной закупорки жидкостной магистрали позволяет измерение перепада температур Δt между выходом из конденсатора и входом в ТРВ. Участок магистрали, где перепад температур аномально высокий (больше 1 К), и будет местом преждевременного дросселирования.

Рис. 87.4.

- Нехватка хладагента в испарителе ⇔ Высокий перегрев.
 Хорошее заполнение конденсатора ⇔ Нормальное переохлаждение.
 Падение холодопроизводительности ⇔ Падение перепада температур по воде на испарителе.

Табл. 87.2.

Обобщение признаков (см. табл. 87.2):

1. Падение холодопроизводительности.
2. Падение температуры кипения (НД).
3. Высокий перегрев.
4. Нормальное переохлаждение.
5. Аномально высокий перепад температур на жидкостной магистрали.

Температура кипения (НД) = -10°C	↘
Перегрев = 24 К	↗
Температура конденсации (ВД) = 38°C	→
Переохлаждение = 7 К	→
Перепад температур хладагента на жидкостной магистрали	ДА
Состояние картера	Теплый
Состояние смотрового стекла на жидкостной магистрали	см. ниже*
Перепад температур по воде на испарителе = 3 К	< 5 К ↘

* Если раннее дросселирование произошло на расходном вентиле (выход из конденсатора) или фильтре-осушителе, в смотровом стекле будут наблюдаться паровые пузыри. Если же преждевременное дросселирование произошло на электроклапане, то никаких пузырей в смотровом стекле не будет (прим. ред.).

87.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Слишком слабый ТРВ

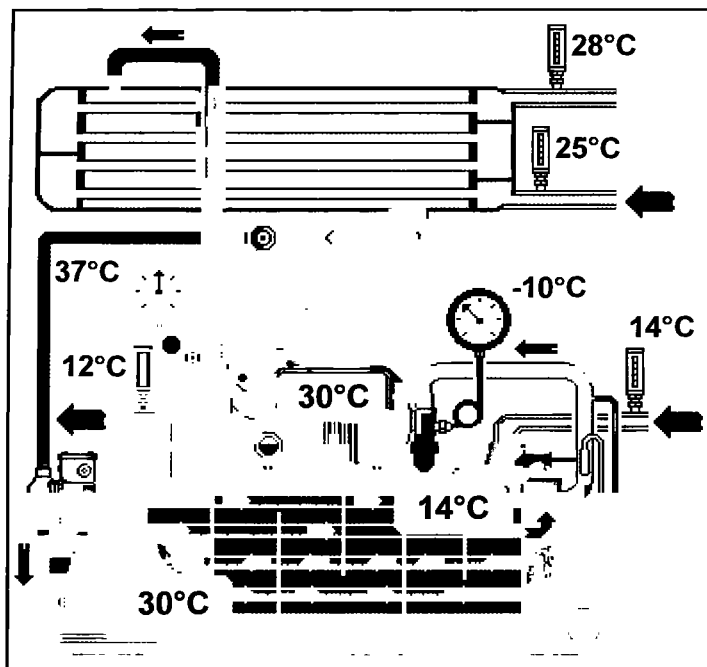


Рис. 87.5.

Холодопроизводительность установки по производству ледяной воды (см. рис. 87.5) упала (перепад температур по воде на испарителе снизился), тогда как компрессор работает с номинальной производительностью.

Какую неисправность вы бы предположили в соответствии с результатами измерений, приведенными на рис. 87.5?

Решение упражнения 2

Провал температуры кипения (-10°C) и высокий температурный напор на испарителе (24 К) говорят о неисправности на стороне низкого давления (НД).

Уровень жидкости в испарителе явно недостаточен, поскольку перегрев высокий (24 К). Однако уровень жидкости в конденсаторе нормальный, поскольку переохлаждение хорошее (7 К).

Поскольку при нормальном заполнении конденсатора заполнение испарителя плохое, значит между этими двумя теплообменниками есть повышенное гидравлическое сопротивление, которое препятствует нормальной циркуляции жидкости.

Померяем температуру жидкости на выходе из конденсатора и на входе в ТРВ: никакого перепада температур по жидкостной магистрали нет, следовательно, раннее дросселирование отсутствует. Однако жидкость в испаритель поступает плохо. Причиной этому может быть только одно: низкая пропускная способность ТРВ. Именно он создает указанное выше гидравлическое сопротивление. Например, если регулировочный винт ТРВ закрыт и проходное отверстие слишком мало (см. раздел 14).

Обобщение признаков (см. табл. 87.3):

Табл. 87.3.

1. Падение холодопроизводительности.
2. Падение температуры кипения.
3. Огромный перегрев.
4. Нормальное переохлаждение.
5. Отсутствие перепада температур на жидкостной магистрали.

Температура кипения (НД) = -10°C	↘
Перегрев = 24 К	↗
Температура конденсации (ВД) = 37°C	→
Переохлаждение = 7 К	→
Состояние картера	Теплый
Перепад температур хладагента на жидкостной магистрали?	НЕТ
Перепад температур по воде на испарителе = 2 К	< 5 К ↘

Все эти признаки свидетельствуют о неисправности типа "слишком слабый ТРВ".

87.3. УПРАЖНЕНИЕ 3. Слишком слабый испаритель

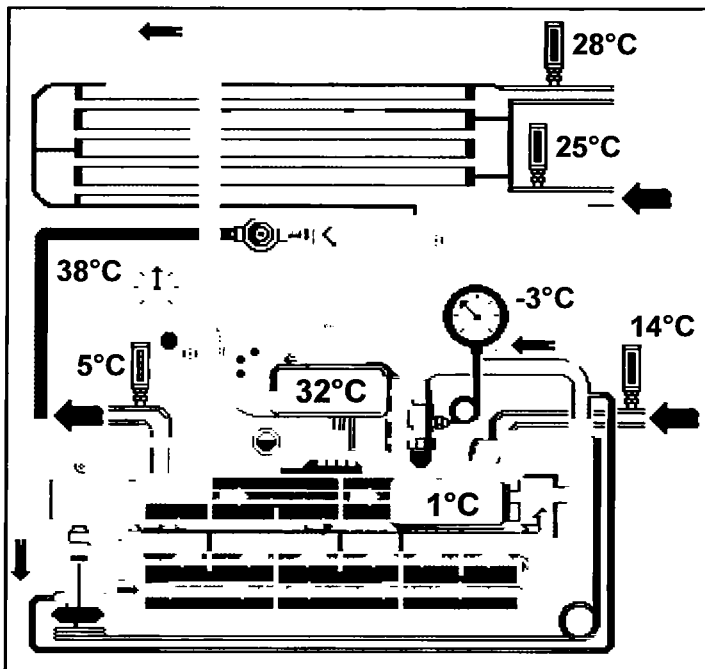


Рис. 87.6.

Холодопроизводительность агрегата по производству ледяной воды (см. рис. 87.6) резко упала, хотя ледяная вода на выходе из испарителя имеет температуру 5°C.

Какую неисправность вы бы предположили на этой установке согласно результатам измерений, приведенным на рис. 87.6?

Решение упражнения 3

Очевидно, что при снижении температуры кипения до -3°C и росте температурного напора на входе в испаритель до 17 К речь идет о неисправности на стороне низкого давления (НД).

Отметим, что перегрев близок к минимально допустимому (4 К), следовательно испаритель хорошо заполнен жидким хладагентом, однако давление кипения (НД) упало. Что же это за неисправность, при которой падение давления кипения одновременно сопровождается падением перегрева? Конечно же, речь идет о снижении производительности испарителя.

Теперь рассмотрим, как ведут себя параметры охлаждаемой воды. Все предыдущие неисправности характеризовались тем, что перепад температур по воде на испарителе был пониженным (< 5 К), здесь же перепад температур по воде аномально высокий (14 - 5 = 9 К): следовательно речь идет о снижении расхода ледяной воды через испаритель (см. раздел 85).

Табл. 87.4.

Обобщение признаков (см. табл. 87.4):

1. Падение холодопроизводительности.
2. Падение температуры кипения (НД).
3. Перегрев близок к минимально допустимому.

Температура кипения (НД) = -3°C	↘
Перегрев = 4 К	↘
Температура конденсации (ВД) = 38°C	→
Переохлаждение = 6 К	→
Состояние картера	Холодный
Перепад температур по воде на испарителе = 14°C - 5°C = 9 К	> 5 К ↗

Это признаки неисправности типа “слишком слабый испаритель”.



Все неисправности на стороне низкого давления сопровождаются падением холодопроизводительности, что приводит к снижению количества тепла, приходящего в конденсатор. Как следствие, для конденсаторов водяного охлаждения падает перепад температур по воде, охлаждающей конденсатор (становится ниже 5 К).

87.4. УПРАЖНЕНИЕ 4. Повышенный расход через ТРВ

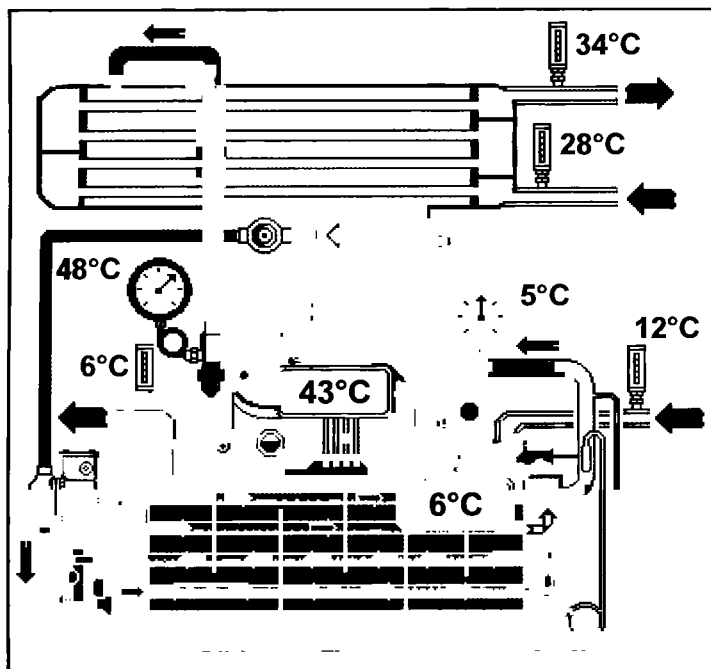


Рис. 87.7.

Вы прибыли для технического обслуживания установки (см. рис. 87.7).

Считаете ли вы, что судя по результатам измерений, эта установка по производству ледяной воды работает нормально?

Решение упражнения 4

При температуре воды на входе в испаритель 12°C температура кипения несколько великовата (5°C), однако ничего страшного в этом нет.

Переохлаждение хорошее (5 К), следовательно, заполнение конденсатора нормальное. Однако температура конденсации (ВД) представляется немного повышенной (48°C) для значения температуры воды на входе в конденсатор 28°C (это значит, что температурный напор на входе в конденсатор равен 20 К). Может быть, проблемы на стороне ВД? Однако это маловероятно, поскольку перепад температур по охлаждаемой воде на испарителе 6 К, что априори подтверждает удовлетворительную холодопроизводительность.

Вместе с тем, обратите внимание на чрезвычайно низкий перегрев пара на выходе из испарителя (всего 1 К). Значит испаритель переполнен хладагентом, а всасывающий вентиль компрессора и картер компрессора холодные!

Может ли это быть из-за недостаточной производительности испарителя? Нет, это невозможно, поскольку температура кипения даже чуть выше номинального значения. Ощупывание испарителя и всасывающей магистрали показывает, что их температуры почти одинаковы (6°C – 5°C = 1 К). Это указывает на то, что производительность испарителя чересчур велика.

Итак, холодопроизводительность достаточна, давление почти в норме, но испаритель залит жидкостью “под завязку”, что сильно повышает опасность гидроударов и работы компрессора “влажным ходом”: очевидно, что у нас *слишком велика производительность ТРВ*.

Поскольку данная установка собиралась и настраивалась на заводе, вряд ли там была допущена ошибка и неправильно подобран сменный клапанный узел ТРВ. Скорее всего, кто-то из обслуживающего персонала, а такие случаи далеко не редкость, решил открыть регулирующий винт ТРВ, когда по какой-либо причине вдруг упало давление кипения (НД). В результате НД выросло, но ТРВ оказался совершенно расстроеным!



Никогда не меняйте настройку ТРВ, если вы на 100% не понимаете, что вы делаете!

88. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ СЕТИ ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ

Агрегат по производству ледяной воды, как следует из его названия, предназначен для охлаждения воды. Разумеется, ледяная вода должна после этого поступать к потребителям холода (воздухоохладители, централи подготовки воздуха...) через распределительные сети, представляющие собой систему более или менее протяженных трубопроводов, насосов и различных вентилей и регуляторов. Иногда непродуманная конструкция или плохая настройка регулирующих клапанов распределительной сети может привести к серьезным нарушениям в производстве ледяной воды. Полное изучение гидравлических проблем требует специального учебника, содержащего не одну сотню страниц. Поэтому мы будем довольствоваться упоминанием только некоторых из них...

КАК ПОДДЕРЖИВАТЬ ПОСТОЯННЫЙ РАСХОД ВОДЫ ЧЕРЕЗ ИСПАРИТЕЛЬ?

Мы уже убедились, что обеспечение постоянного и заданного расхода через испаритель является первоочередным условием поддержания нормальной работы холодильного контура агрегата по производству ледяной воды, предотвращающим опасность замерзания воды в испарителе и его разрушения. Какая же схема гидравлического контура позволяет выполнить это условие в случае, когда подача ледяной воды в воздухоохладители производится с помощью регулирующих трехходовых или двухходовых клапанов?

Наиболее приемлемым считается вариант, при котором насос подачи ледяной воды установлен как можно ближе к испарителю и обязательно на входе в него. *Между насосом и испарителем не должно быть никаких регулирующих клапанов.* Рассмотрим в качестве примера установку по производству ледяной воды (см. рис. 88.1), предназначенную для подачи воды в воздухоохладители, которые находятся в двух разных помещениях.

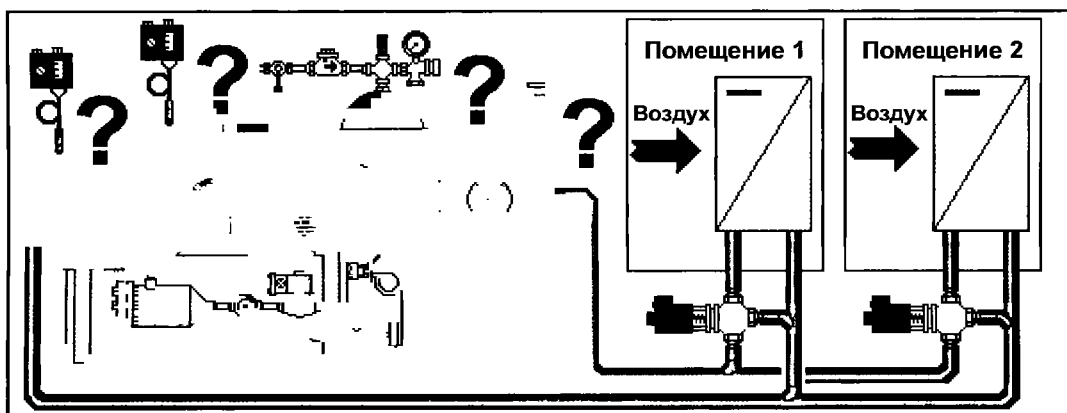


Рис. 88.1.

88.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Гидравлическая схема

Гидравлическая схема на рис. 88.1 неполная.

1) Агрегат по производству ледяной воды: укажите направление движения воды через насос, установите расширительный бачок и недостающую арматуру, датчик температуры воды для управления работой компрессора, датчик температуры для защиты от замерзания воды, сигнализатор расхода воды. Как все это работает?

2) Помещения: установите датчики температуры воздуха в каждом помещении, подумайте над тем, как работают трехходовые регулирующие клапаны.

Итак, ваш ход (решение на следующей странице)...

Решение упражнения 1

Согласно ранее сформулированным рекомендациям, мы можем утверждать следующее (см. рис. 88.2).

Насос устанавливаем на входе воды в испаритель со стороны выхода хладагента. Независимо от расположения двух трехходовых регулирующих вентилей, предназначенных для регулирования расхода воды через две батареи воздухоохладителей, расход воды через испаритель должен оставаться постоянным.

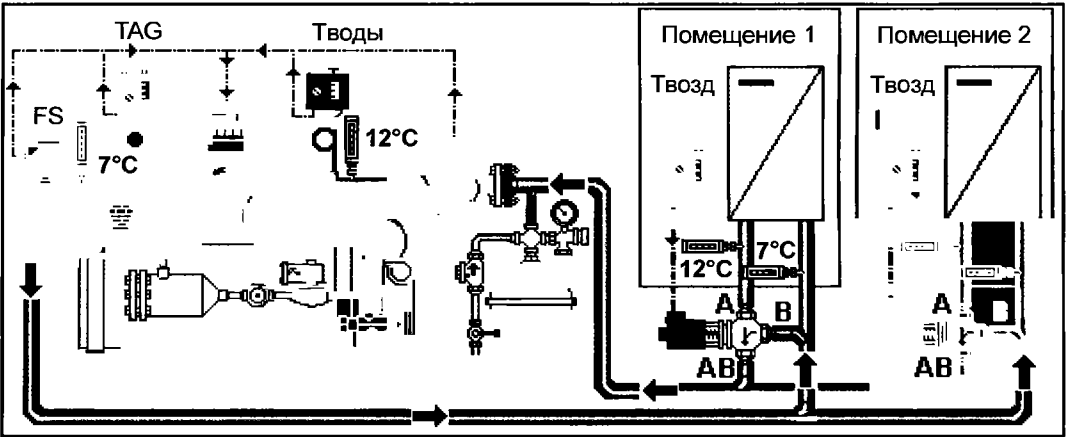


Рис. 88.2.

Заметим, что ледяная вода должна циркулировать в батареях воздухоохладителей также по принципу противотока. Ледяная вода входит в воздухоохладитель со стороны выхода из него воздуха. С другой стороны, если расход воды через воздухоохладители может быть переменным, то температура воды на входе в воздухоохладители должна оставаться постоянной (например, 7°C). Такая схема подачи воды в воздухоохладители является идеальной для того, чтобы обеспечить максимальную осушку воздуха даже при малой потребности в холоде.

Трехходовые регулирующие клапаны установлены на магистрали возврата воды в испаритель (см. рис. 88.3).

Поз. 1. Потребность в холоде отсутствует и патрубок А регулирующего клапана закрыт. Вода с температурой 7°C входит в патрубок В и через патрубок АВ возвращается в испаритель с той же температурой.

Поз. 2. Потребность в холоде максимальная и патрубок В регулирующего клапана закрыт. Вода с температурой 7°C проходит через батарею, подогревается и входит в патрубок А регулирующего клапана с температурой 12°C. Далее, с этой же температурой, подогретая вода возвращается через патрубок АВ в испаритель.

Поз. 3. Потребность в холоде средняя и запорный элемент регулирующего трехходового клапана находится в промежуточном положении. Часть воды с температурой 7°C проходит через батарею воздухоохладителя, подогревается и приходит к патрубку А. Другая часть при температуре 7°C проходит через частично открытый патрубок В, затем смешивается с водой, прошедшей через патрубок А. Таким образом, через патрубок АВ (общий патрубок трехходового клапана) всегда проходит постоянный расход, поэтому патрубок АВ соединяется с насосом. При этом температура воды, которая возвращается в испаритель, зависит от положения запорного элемента трехходового клапана.

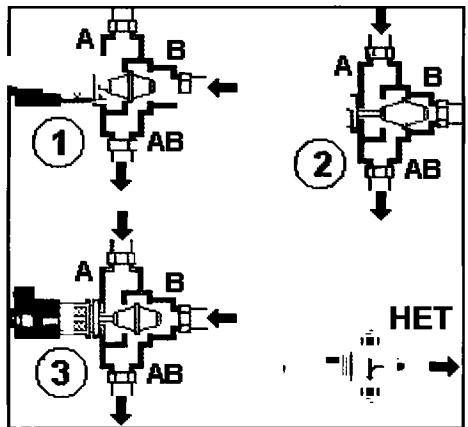


Рис. 88.3.

Заметим, что для нормальной работы трехходового регулирующего клапана очень важно направление потоков воды (см. рис. 88.3). Клапаны с тарельчатым запорным элементом (их также называют седельными клапанами) в общем случае должны устанавливаться так, чтобы патрубок В обязательно был патрубком для входа воды. Если вода будет выходить из патрубка В, то при его работе появятся стук, дребезг; клапан очень быстро выйдет из строя и никакое регулирование с помощью такого клапана будет невозможно (см. раздел 98.5).

Расширительный бачок устанавливают на входе в насос, обязательно соединительным патрубком вверх. Датчик температуры, предотвращающий возможность замерзания воды (TAG), устанавливают на трубопроводе ледяной воды, выходящем из испарителя. Сигнализатор расхода устанавливают с учетом направления движения потока через него (которое указывает стрелка на корпусе сигнализатора) на выходе из испарителя. **Если остановлен насос гидравлического контура, если сработала защита от замерзания воды в испарителе (датчик TAG) или разомкнулся контакт сигнализатора расхода, компрессор должен немедленно выключиться.**

Регулирование работы системы. Компрессор обеспечивает производство ледяной воды. Датчик температуры ледяной воды Тводы, установленный на входе воды в испаритель, измеряет температуру воды, выходящей из батарей воздухоохладителя и дает команду на запуск компрессора, если температура этой воды слишком высока.

В каждом помещении есть собственный датчик температуры воздуха, установленный в помещении или в воздухозаборнике воздухоохладителя. Каждый из датчиков управляет положением запорного элемента своего трехходового регулирующего клапана, который в свою очередь меняет текущее значение холодопроизводительности своей батареи воздухоохладителя в зависимости от потребности в холоде. При этом в одном из двух помещений потребность в холоде может быть максимальной, тогда как в другом помещении она может полностью отсутствовать. Имейте в виду, что оба этих датчика никоим образом непосредственно не оказывают влияния на работу компрессора!



Не путайте регулирование работы компрессора и регулирование температуры воздуха в охлаждаемых помещениях. Между этими двумя системами нет никаких электрических связей (см. также разделы 98.2 и 98.3).

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗАКОЛЬЦОВКИ

В случае, когда установка по производству ледяной воды предназначена для подачи воды к нескольким потребителям, гидравлический контур заметно усложняется. Для таких вариантов обычно создают два контура: первичный контур, который обеспечивает циркуляцию воды через испаритель холодильной машины, и несколько вторичных контуров, подающих ледяную воду, каждый к своему потребителю (батарее воздухоохладителя).

Один из таких вариантов показан на рис. 88.4. Здесь мы видим насос первичного контура PP и два насоса вторичных контуров PS1 и PS2 соответственно.

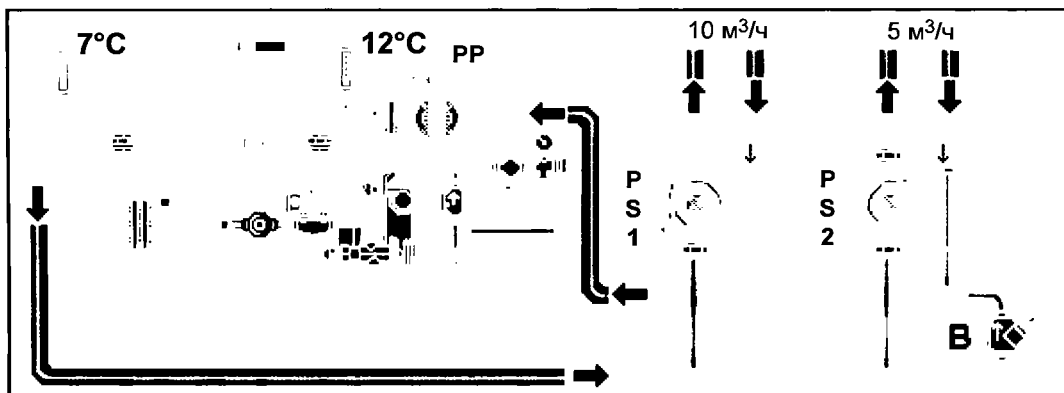


Рис. 88.4.

88.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Контур с закольцовкой

Контур на рис. 88.4 называют *контуром с закольцовкой*. Каким должен быть расход насоса первичного контура PP для подачи воды в испаритель, если расход насоса первого вторичного контура PS1 равен $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, а расход насоса второго вторичного контура PS2 равен $5 \text{ м}^3/\text{ч}$? В правой части схемы находится уравнивательный вентиль В (см. раздел 86.1), который называют “вентиль закольцовки”. Как его настраивать? Правильно ли он установлен?

Решение упражнения 2

Основным принципом, который нужно неукоснительно выполнять, является принцип постоянства расхода через испаритель независимо от величин расхода по вторичным контурам.

Каким должен быть расход насоса первичного контура PP? При работе обоих насосов вторичных контуров PS1 и PS2 суммарный расход, который должен проходить через эти насосы, равен $10 + 5 = 15 \text{ м}^3/\text{ч}$. Представим себе, что расход насоса первичного контура PP меньше этой величины и равен, например, $11 \text{ м}^3/\text{ч}$. Если насос PP обеспечивает расход, равный только $11 \text{ м}^3/\text{ч}$, нам будет недоставать $4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Как же тогда распределятся расходы по контурам?

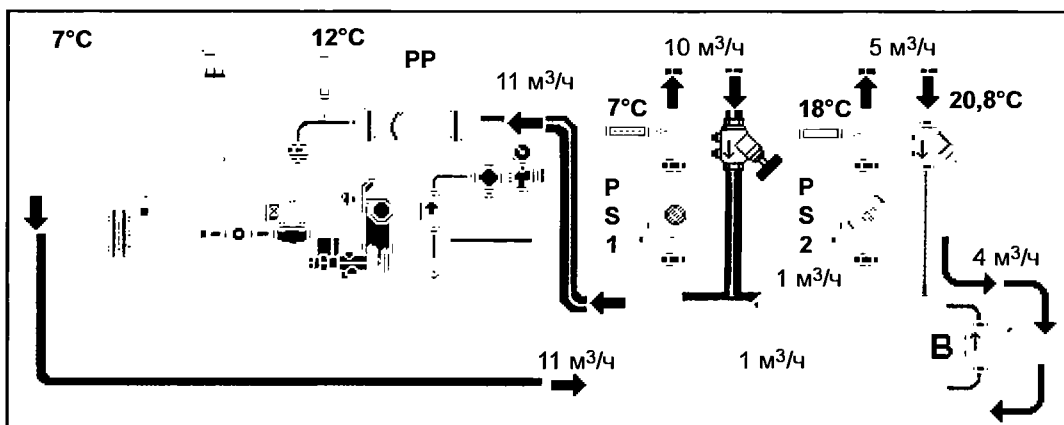


Рис. 88.5.

Схема на рис. 88.5 говорит сама за себя: в ней появится закольцованное течение в обратном направлении через вентиль В с расходом $4 \text{ м}^3/\text{ч}$. В нашем примере в этом случае по контуру 2 будет циркулировать смесь воды с температурой на входе 7°C и расходом $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ и температурой на входе $20,8^\circ\text{C}$ и расходом $4 \text{ м}^3/\text{ч}$. В результате помещения, обслуживаемые этим контуром, будут получать воду с температурой 18°C вместо 7°C и охлаждение воздуха в них заметно ухудшится. Если вас попросят отремонтировать такую систему, то имейте в виду, что здесь чисто гидравлическая проблема! Следовательно, вам необходимо будет проверить все ответвления от первичного контура, чтобы убедиться в том, что к потребителю поступает вода с требуемой температурой и в нужном количестве.



Для таких контуров вторым основным принципом является выполнение требования о том, чтобы расход в первичном контуре был как минимум на 5...10% выше суммы расходов всех вторичных контуров.

Следовательно, в нашем примере расход насоса первичного контура должен быть около $16 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Настройка уравнивательного вентиля В. Давайте представим, что вентиль В закрыт (см. рис. 88.6), а насосы всех вторичных контуров (в данном случае PS1 и PS2) остановлены. Насос первичного контура PP прокачивает воду через испаритель, но поскольку вентиль В закрыт, вода через этот вентиль проходить не может...

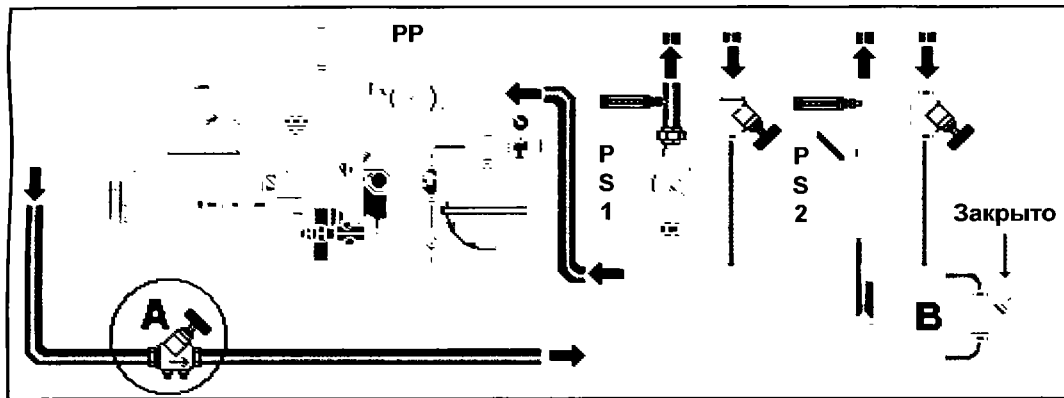


Рис. 88.6.

Раз через вентиль В вода не пойдет, то пойдет она через выключенные насосы PS1 и PS2 (выключенный насос всегда пропустит воду через свою крыльчатку) и будет пытаться циркулировать во вторичных сетях.

Но каждый вторичный контур имеет свой индивидуальный насос, потому что каждый контур характеризуется достаточно большой величиной гидравлического сопротивления. Следовательно, насос первичного контура PP должен преодолевать гидравлическое сопротивление не только первичного контура (он и предназначен именно для этого), но кроме того, он должен преодолевать и гидравлическое сопротивление вторичных контуров плюс сопротивление выключенных насосов PS1 и PS2. В результате полное гидравлическое сопротивление становится огромным, расход резко падает, а иногда может вообще быть почти нулевым. Представим себе, что в этом случае произойдет с агрегатом по производству ледяной воды!

Поэтому вентиль закольцовки В никогда не должен быть закрытым. Чтобы предотвратить возможные проблемы вентиль закольцовки обязательно следует устанавливать в точку А (см. рис. 88.6). Его настраивают таким образом, чтобы при выключенных насосах вторичных контуров обеспечить расход воды через испаритель никак не ниже $16 \text{ м}^3/\text{ч}$, на что мы указывали выше (обратите внимание, расход ни в коем случае не должен быть меньше этой величины).

88.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СМЕСИТЕЛЬНОГО РЕСИВЕРА

Вероятно, самым лучшим для подобных систем будет использование так называемого смесительного ресивера (или смесительного коллектора). В ресиверах достаточно большого диаметра скорость воды падает вплоть до ничтожно малых величин, например, до $0,1 \text{ м/с}$ (при условии выполнения “правила трех диаметров” или правила 3D, когда диаметр ресивера не меньше 3-х диаметров трубопроводов, а расстояние между входом трубопроводов и дном ресивера также не меньше 3-х диаметров трубопроводов, см. схему 1 на рис. 88.7). В результате, в таком ресивере почти отсутствуют потери давления и вы можете быть уверены в том, что давления в первичном контуре и во всех вторичных контурах выровняются: отсюда происходит и еще одно название такого ресивера – “уравнительный ресивер”.

УПРАЖНЕНИЕ 3. Смесительный ресивер

Для того, чтобы установилось надлежащее распределение температур воды в ресивере и в установке, врезки трубопроводов в ресивер должны быть выполнены с соблюдением определенных требований.

1. Среди 4 вариантов выполнения таких врезок (см. рис. 88.7) какой из вариантов вы считаете наилучшим?
2. Где в этом случае должен находиться расширительный бачок и как можно контролировать давление в нем?

Решение на следующей странице...

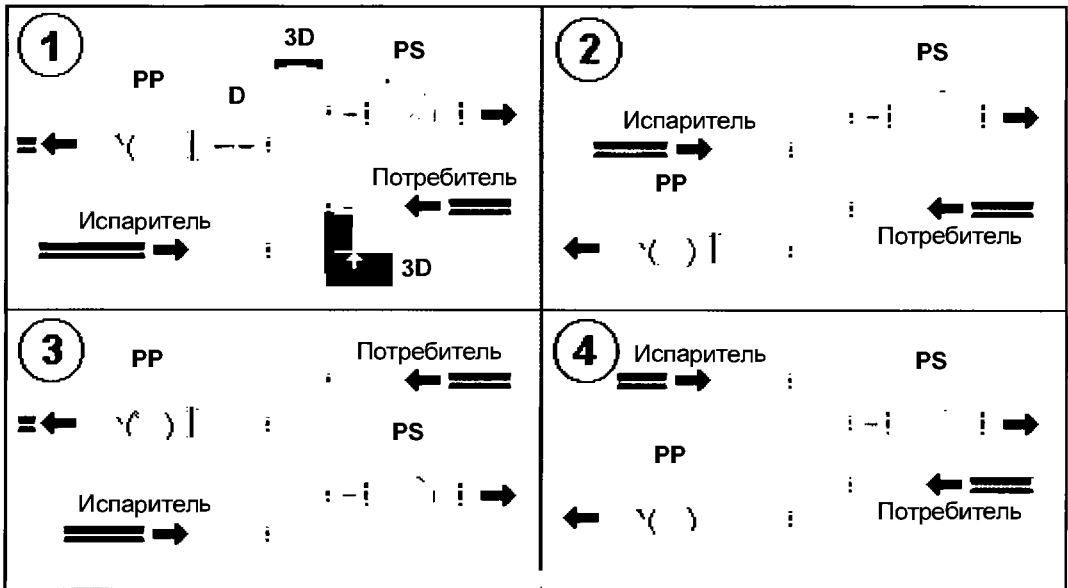


Рис. 88.7.

Решение упражнения 3

Для того, чтобы обеспечить нормальную работу смесительного ресивера, вспомним, что в любой емкости теплая вода всегда поднимается вверх, а холодная опускается вниз. Поскольку скорость вынужденного движения воды в ресивере пренебрежимо мала, мы будем иметь в нем именно этот процесс.

Насос вторичного контура должен всасывать воду с минимально возможной температурой, поэтому схемы 1, 2 и 4 на рис. 88.7 будут неприемлемыми.

Заметим, что если насосы первичного и вторичного контура расположить в точности друг против друга, как это сделано в схеме 1, то никакого смешивания между собой воды первичного и вторичного контуров не произойдет (это будет не смесительный ресивер, а промежуточная емкость).

Кроме того, насос первичного контура должен отбирать наиболее теплую воду, которая находится в верхней части ресивера, и далее направлять ее в испаритель, следовательно, только в схеме 3 он установлен правильно.

В примере на рис. 88.8 вы можете в разрезе смесительного ресивера наблюдать циркуляцию воды при нормальной работе.

Также, как и в системе с закольцовкой, расход в первичном контуре всегда должен быть больше расхода во вторичном контуре.

Если расход воды во вторичном контуре PS будет больше, чем расход воды в первичном контуре PP, то часть воды, возвращающаяся от потребителя, вновь будет уходить во вторичный контур.

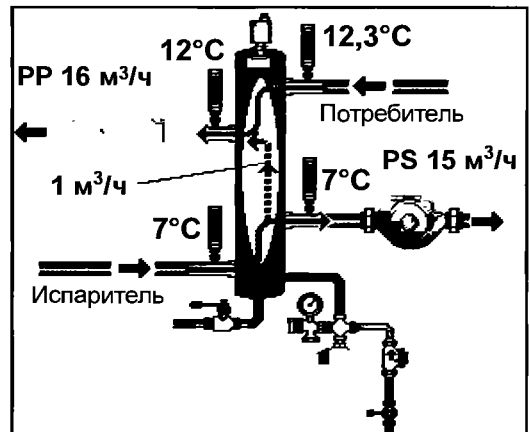


Рис. 88.8.

В результате температура воды на входе во вторичный контур начнет расти и поддержание заданной температуры воздуха в охлаждаемых помещениях окажется невозможным. Таким образом, будьте особенно внимательны при работе с установками, которые оснащены насосами с регулируемым расходом.

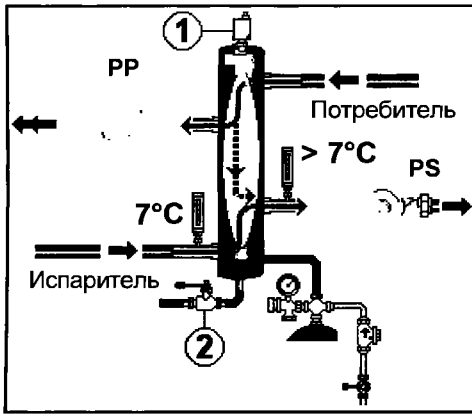


Рис. 88.9.

Поскольку скорость воды в смешительном ресивере практически нулевая, то воздух, который может находиться в гидравлическом контуре, будет накапливаться в верхней части ресивера, откуда его можно будет удалить через дренажный клапан (поз. 1 на рис. 88.9). То есть ресивер прекрасно выполняет функцию сброса воздуха из контура. Кроме того, если в нижней части ресивера установить сливной вентиль (поз. 2), то через него можно будет удалять всякого рода загрязнения гидравлического контура. То есть ресивер будет выполнять также и функцию очистки контура.

Давление наддува расширительного бачка. Помимо других преимуществ, смешительный ресивер представляет собой нейтральную (среднюю) точку гидравлического контура и именно к нему должен быть подсоединен расширительный бачок.

Допустим, например, что разность уровней между самой верхней точкой гидравлического контура и расширительным бачком составляет 10 м, а предохранительный клапан, установленный на расширительном бачке, настроен на срабатывание при давлении 3 бара. Поскольку геометрическая высота столба воды равна 10 м, то расширительный бачок должен быть наддут азотом до давления 1 бар + (от 0,3 до 0,5 бар гарантийный запас), то есть от 1,3 до 1,5 бар (при необходимости см. раздел 80).

Внимание! В данном случае это не отопительный контур. Температура воды в нем (минимально возможная) равна 7°C. Однако в летнее время вода может иметь гораздо более высокую температуру (от 30 до 35°C, если в разгар лета выключится компрессор). Поэтому предохранительный клапан должен быть настроен таким образом, чтобы даже при максимальной температуре воды 35°C давление в контуре оставалось бы ниже давления открытия предохранительного клапана (то есть 3 бар, см. рис. 88.10).

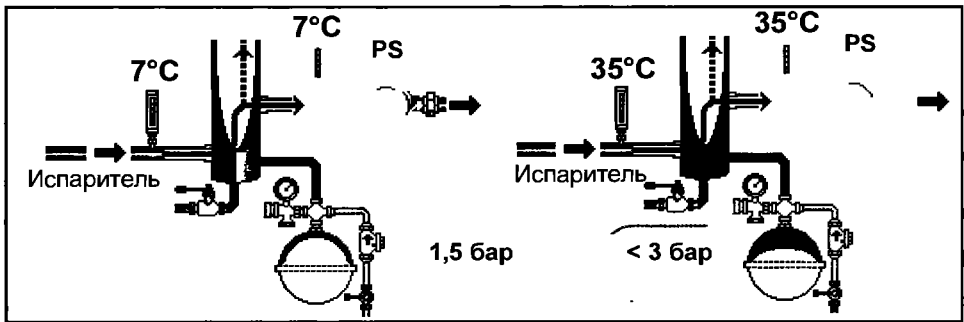


Рис. 88.10.

Итак, при температуре 7°C, когда в бачке находится минимальный объем воды, давление наддува бачка должно составлять около 1,5 бар. Заметим, что для быстрого снижения температуры воды первичного контура достаточно остановить все насосы вторичного контура.

- ❓ *Рекомендации по настройке и описание работы расширительного бачка изложены в разделах 91.1 и 91.2.*
- ❓ *На этом разделе заканчивалось 3-е издание настоящего пособия. Оно было переработано и дополнено, все схемы и рисунки были выполнены в цвете. Разделы, которые следуют дальше, появились в новом, 4-м издании. Они содержат новую, ранее не публиковавшуюся информацию и дополнительные сведения о холодильных установках и гидравлических контурах.*
- ❓ *Для того, чтобы облегчить вам поиск нужных сведений, четвертое издание книги заканчивается предметным указателем, который вы найдете в конце книги.*

89. СМЕСИТЕЛЬНЫЕ РЕСИВЕРЫ

89.1. ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

А) Напомним, для чего нужны смесительные ресиверы

Некоторые гидравлические сети представляются неоправданно усложненными. Человеку, неискушенному в тонкостях гидравлики, может показаться странным, зачем нужно так усложнять себе жизнь и почему же не использовать один насос на одной сети с установленными в ней последовательно испарителем, батареями воздухоохладителей, трехходовыми регулируемыми вентилями и трубопроводами?

Такая постановка вопроса могла бы рассматриваться, когда в состав установки входит только один испаритель и только одна батарея воздухоохладителя. Но как сделать нормальной работу установки независимо от потребностей в холоде в разных помещениях, если в ее состав входят несколько агрегатов по производству ледяной воды, которые должны снабжать этой водой множество не связанных друг с другом потребителей. В таких условиях использовать только один насос для снабжения совокупности потребителей разным количеством ледяной воды становится невозможным.

Действительно, когда имеется несколько сетей по производству и/или потреблению ледяной воды, очень заманчивым становится использование смесительного ресивера.

Тем не менее, чтобы смесительный ресивер работал "правильно", нужно соблюдать определенные существенные требования.

В разделе 88.3 мы уже давали рекомендации по конструкции и организации расходов смесительных ресиверов.

В настоящем разделе мы дадим дополнительную информацию о смесительных ресиверах (см. рис. 89.1), о которой нас просили многочисленные читатели.

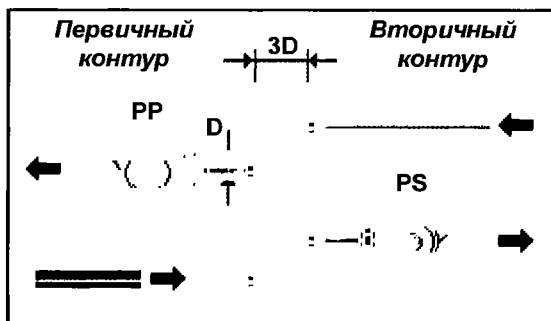


Рис. 89.1.

Б М о г т и п о я в и т ь . . . н . . . в

Трудно себе представить, как может появиться неисправность в простом ресивере, и тем не менее!

Если регулятор температуры воды на входе в испаритель дал команду на остановку компрессоров, а температура воздуха в охлаждаемых помещениях не достигла требуемого значения, обратите внимание на ресивер.

Например, из-за чего температура воды на входе в батареи воздухоохладителей (вторичный контур) может подняться до 10°C, в то время, как температура воды на выходе из испарителя (первичный контур) равна 7°C? Почему холод, произведенный в водоохлаждающей машине, не поступает в систему охлаждения воздуха?

Чаще всего это происходит из-за неудачной конструкции или неправильного монтажа гидравлического контура. Если в контуре имеется смесительный ресивер, задайтесь вопросом: правильно ли подобран этот ресивер? Соответствуют ли рекомендациям места врезки в него трубопроводов, расходы через них?

И . И . Г И . И

В) Напомним о параметрах холодильного контура

В контуре ледяной воды оборотная вода, которая приходит из батарей воздухоохладителя, следовательно, теплая вода, должна поступать в верхнюю часть смесительного ресивера (поз. А на рис. 89.2).

Напоминаем, что скорость воды в смесительном ресивере очень мала (порядка нескольких см/с). Поэтому изменение направления потока на участке от патрубка А к патрубку В в смесительном ресивере происходит очень медленно, что облегчает удаление воздуха, если он появляется, в направлении к дренажному клапану.

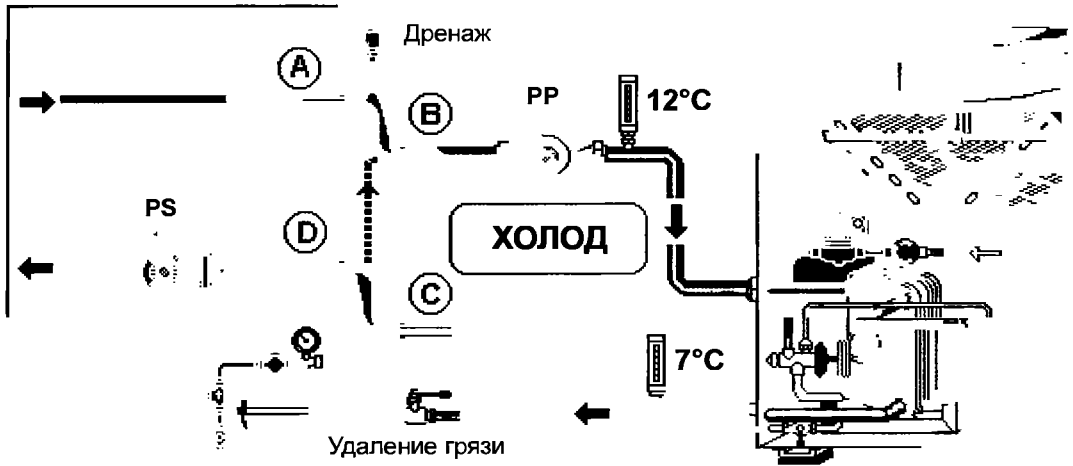


Рис. 89.2.

Далее теплая вода через патрубок В всасывается насосом первичного контура PP и направляется в испаритель (заметим, что в последнее время все чаще и чаще агрегаты для производства ледяной воды оснащаются пластинчатыми паяными испарителями). Пройдя через испаритель, ледяная вода вновь возвращается в смесительный ресивер через патрубок С.

✘ Более теплая вода обязательно должна входить в верхнюю часть ресивера. Более холодная вода должна входить в нижнюю часть ресивера.

Насос вторичного контура PS всасывает ледяную воду, выходящую из ресивера через патрубок D, и далее направляет ее в батареи воздухоохладителей.

Изменение направления потока между патрубками С и D также происходит очень медленно и облегчает очистку воды от возможных примесей (грязи и т.д.) и осаждение этих примесей на дно ресивера.

✘ Напомним, что расход в первичном контуре всегда должен быть на 5...10% выше расхода во вторичном контуре.

Это небольшое превышение расхода очень медленно перемещается от патрубка С к патрубку В, вследствие чего мы получаем гарантию того, что температура в точке D (на входе во вторичный контур) будет равна температуре в точке С.

i Напомним, что скорость движения жидкости в смесительном ресивере очень мала, потери давления практически отсутствуют, вследствие чего давления в точках А, В, С и D почти одинаковы (откуда и произошло название «уровнительный ресивер»).

Г) Пример первой неисправности: смесительный ресивер предусмотрен для работы в составе отопительной системы

Если смесительный ресивер плохо работает в составе холодильной машины, то первое, что нужно сделать, это проверить, не был ли этот ресивер предназначен для работы в составе системы отопления!

Чтобы понять это, рассмотрим штатную работу смесительного ресивера в составе отопительной системы (см. рис. 89.3).

В качестве примера мы взяли отопительную систему на базе теплового насоса, в которой используется смесительный ресивер.

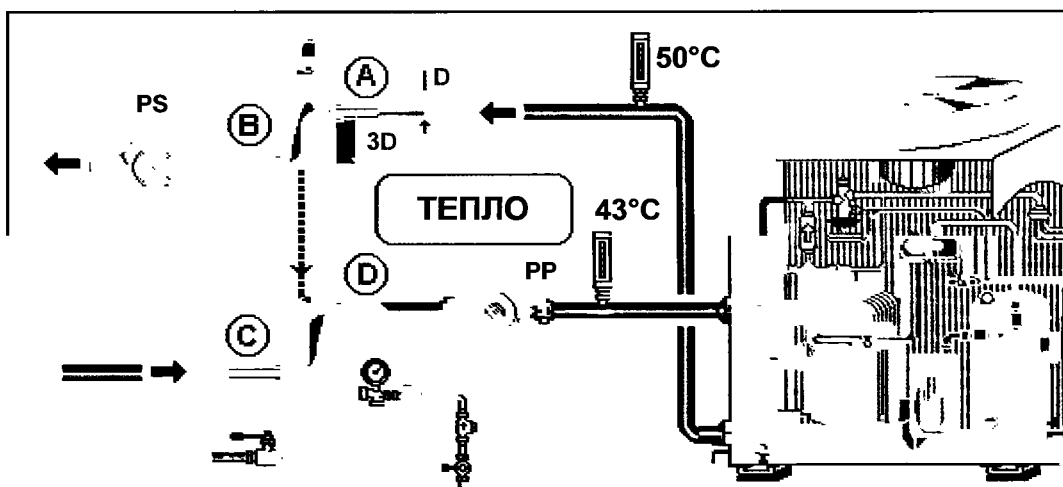


Рис. 89.3.

Для ресивера, используемого в системе отопления, теплая вода, нагретая в установке, должна входить в верхнюю часть ресивера (поз. А). Выход теплой воды для ее подачи к отопительным батареям (патрубок В) должен быть подсоединен, как показано на рис. 89.3 (ниже входа патрубка А на расстоянии трех диаметров входного патрубка).

Возврат “холодной воды” из отопительных батарей должен подсоединяться к нижней части смесительного ресивера (поз. С). Изменение направления движения потока от патрубка А к патрубку В и от патрубка С к патрубку D происходит с теми же последствиями, что и в ресивере холодильной машины: не только снижается скорость воды, благоприятствуя удалению воздуха из контура и очистке воды от загрязнений, но и выравнивается давление во всем объеме ресивера.

✘ Для смесительных ресиверов, используемых и в системах отопления, и в системах охлаждения существует одно и то же общее правило: более теплая вода должна находиться в верхней части ресивера, более холодная – в нижней его части.

Будьте внимательны! Ресиверы для систем отопления и систем охлаждения внешне очень похожи друг на друга, однако работают по-разному. Внимательно изучайте места врезок трубопроводов первичного и вторичного контуров, а также расположение насосов.

ℹ Заметьте, что превышение расхода первичного контура на 5...10% по отношению к расходу вторичного контура в ресиверах системы отопления движется сверху вниз, тогда как в ресиверах системы охлаждения этот избыток расхода движется снизу вверх.

Чтобы ресивер можно было использовать в системах отопления или в системах охлаждения, нужно соблюдать те же самые рекомендации относительно размеров: следует соблюдать “правило трех D” (см. раздел 83.3), где D – диаметр трубы первичного контура, рассчитанного исходя из условия обеспечения требуемого расхода воды в первичном контуре при минимальных потерях давления в нем (см. рис. 89.4).

Скорость воды в смесительном ресивере очень мала (от 0,1 до 0,25 м/с). Именно по этой причине ресиверы называют еще и “статическими коллекторами” (имея в виду отсутствие динамического давления, обусловленного скоростным напором воды).

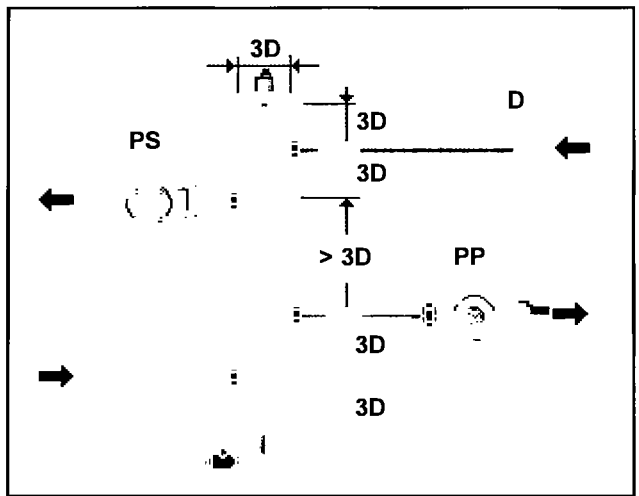


Рис. 89.4.

Если размеры смесительных ресиверов и их конструкция выбраны правильно, и рекомендации по подключению трубопроводов первичного и вторичного контуров также выполнены, то насосы двух контуров и сами контуры становятся полностью независимыми. Например, если один из насосов останавливается, то расход другого насоса несколько не меняется!

Д) А что, если ресивер заменить отрезком простой трубы?

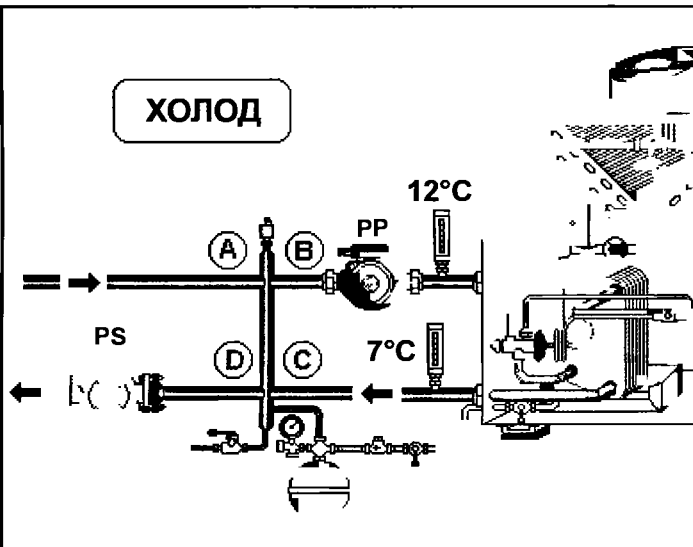


Рис. 89.5.

На схеме рис. 89.5 монтажник решил сэкономить и заменил ресивер отрезком обычной трубы. Будет ли такая конструкция работать нормально?

В принципе, схема на рис. 89.5 работоспособна, но только в том случае, когда труба, заменяющая смесительный ресивер, установлена вертикально, и неукоснительно выполнено основное условие: “тепло вверх, холод вниз”.

В примере на рис. 89.5 теплая вода из батарей воздухоохладителя входит через патрубок А (следовательно, сверху) перед тем, как быть переданной через патрубок В на всасывание насоса и далее в испаритель. Более холодная вода из

испарителя поступает в патрубок С (следовательно, снизу), после чего выходит через патрубок D и далее идет в насос вторичного контура.

Соблюдение принципа “тепло вверх и холод вниз” предотвращает паразитную циркуляцию воды, обусловленную температурным расслоением (так называемый эффект термосифона).

Зачем же тогда усложнять себе жизнь и использовать ресиверы большого диаметра, соблюдая замечательное “правило 3D”?

В самом деле, при замене ресивера отрезком трубы вы можете заметить отсутствие изменения направления движения потоков воды и переноса потоков между трубами (см. рис. 89.6).

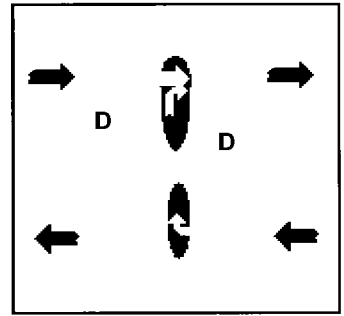


Рис. 89.6.

Поскольку диаметр трубы, установленной вместо ресивера, такой же как и у труб гидравлических контуров, то скорость воды не может падать, когда эта вода проходит через трубу.

Следовательно, такой монтаж абсолютно не подходит для удаления воздуха и грязи. Поэтому установка должна быть оборудована устройствами для деаэрации и очистки от загрязнений. Лучше все-таки вместо этой трубы установить смесительный ресивер.



Вместе с тем, точно так же, как и для установок со смесительным ресивером, для того, чтобы байпасная труба работала, расход в первичном контуре обязательно должен быть больше расхода во вторичном контуре.

Е) Как сделать, чтобы установка работала и на обогрев, и на охлаждение!

В качестве примера рассмотрим тепловой насос, который зимой должен подавать в гидравлический контур теплую воду, а летом – ледяную воду. Как в этом случае подключать смесительный ресивер, если всегда должно соблюдаться условие – теплая вода входит сверху, холодная снизу?

Простого решения, позволяющего использовать смесительный ресивер, не существует. В каждое время года и, следовательно, при каждом изменении температурного режима, необходимо менять местами подвод трубопроводов, что сделать практически невыполнимо. Как же поступить?

На рис. 89.7 показано очень часто применяемое для этой цели техническое решение, заключающееся в использовании “байпасной магистрали”, соединяющей два коллектора, чтобы подавать во вторичный контур либо теплую, либо холодную воду.

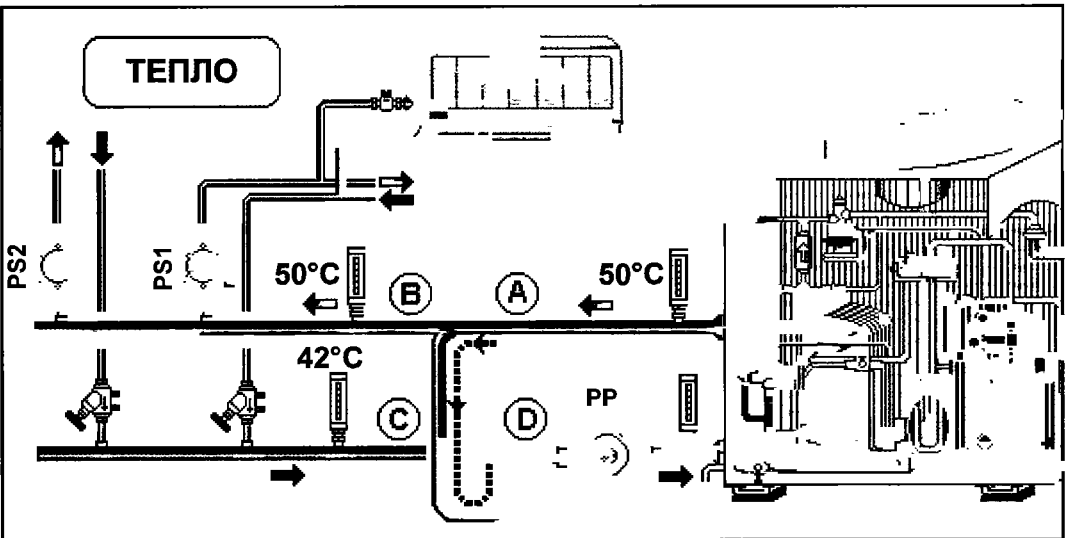


Рис. 89.7.

Прежде, чем читать дальше, попробуйте объяснить, как работает эта установка?

В режиме отопления (см. рис. 89.7) теплая вода выходит по трубопроводу А и далее через трубопровод В подается во вторичные контуры. Охлажденная вода возвращается из отопительных батарей через трубопровод С и далее подается на вход в насос первичного контура через трубопровод D, после чего нагнетается в конденсатор теплового насоса. Байпасная труба позволяет обеспечить циркуляцию (сверху вниз) той части воды, которая представляет собой превышение расхода первичного контура над расходом вторичного контура.

Если, например, насос вторичного контура PS2 остановлен, то расход, проходящий через трубопровод В (и, следовательно, возвращающийся через трубопровод С) уменьшается. При этом повышается расход через байпасную магистраль, но в целом в первичном контуре расход не меняется. А это как раз то, что нам нужно, чтобы избежать опасности выключения компрессора по команде предохранительного реле ВД.

Холодная вода имеет более высокую плотность (она более тяжелая), чем теплая вода (в качестве справки отметим, что плотность воды максимальна при температуре +4°C: это устраняет рыбу, которая уходит в ямы на дне водоемов, когда зимой эти водоемы замерзают!).

Из-за этого вода с температурой 42°C не может подняться вверх по байпасной трубе, что могло бы понизить температуру на входе в трубопровод В. Разумеется, лучшей гарантией нормальной работы установки остается превышение расхода в первичном контуре над расходом вторичных контуров.

При работе в режиме охлаждения (см. рис. 89.8) в трубопровод А поступает охлажденная вода (что противоречит сформулированному выше правилу). В этом случае нужно обязательно помешать перетеканию теплой воды (которая находится в трубопроводе D) к трубопроводу А через байпасную магистраль. С этой целью байпасная магистраль выполняется в виде колена D-E (со стороны не менее 6 диаметров трубы А). Действительно, чтобы вода попала в трубопровод А, она должна вначале опуститься от точки D к точке E и только после этого подняться к трубопроводу А. Однако такое движение воды тем более невозможно, поскольку по байпасной магистрали в обратном направлении движется избыток расхода первичного контура.

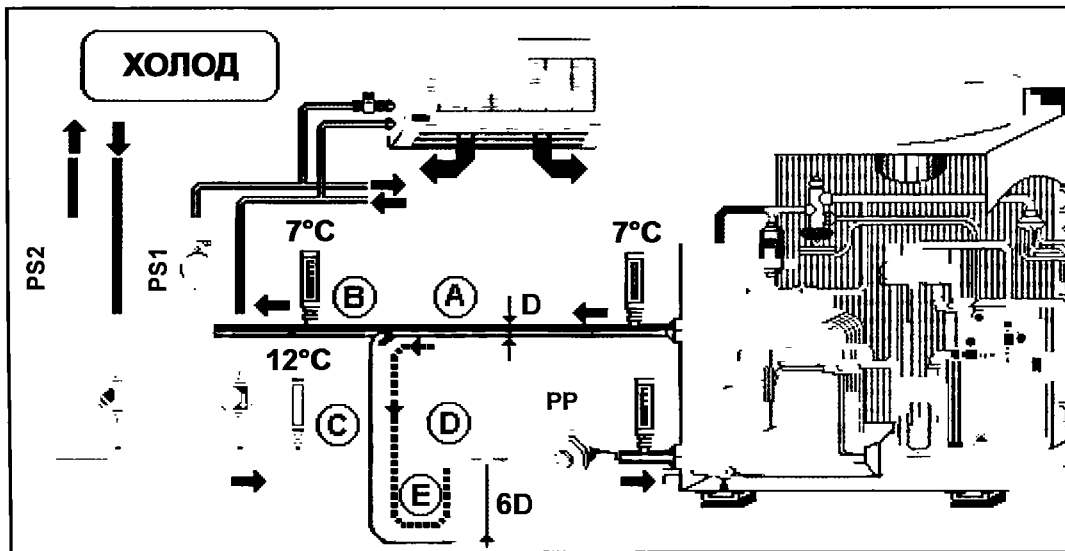


Рис. 89.8.

Благодаря описанному выше техническому решению (менее рискованному, чем применение смесительных ресиверов для данного типа установок) подача воды (теплой или холодной) во вторичные контуры происходит без всяких проблем.

Тем не менее, как и для всех установок, в которых смесительный ресивер заменяют байпасной магистралью, данный гидравлический контур обязательно должен оборудоваться дренажным клапаном и улавливателем воздуха в верхней точке контура, и сливным краном и грязевловителем в нижней точке контура.

Ж) Что произойдет, если смесительный ресивер очень большой?

Вы приезжаете для ремонта установки, схема которой приведена на рис. 89.9. Температура в охлаждаемых помещениях выросла, но компрессор работает очень мало.

Простой взгляд на термометры показывает, что хотя температура воды на выходе из первичного контура соответствует норме и равна 7°C (поэтому компрессор выключен по команде датчика температуры воды), температура воды на входе во вторичные контуры составляет около 25°C !

Вы замечаете, что смесительный ресивер очень большой, его диаметр явно выше диаметра, который определяется по “правилу 3D”.

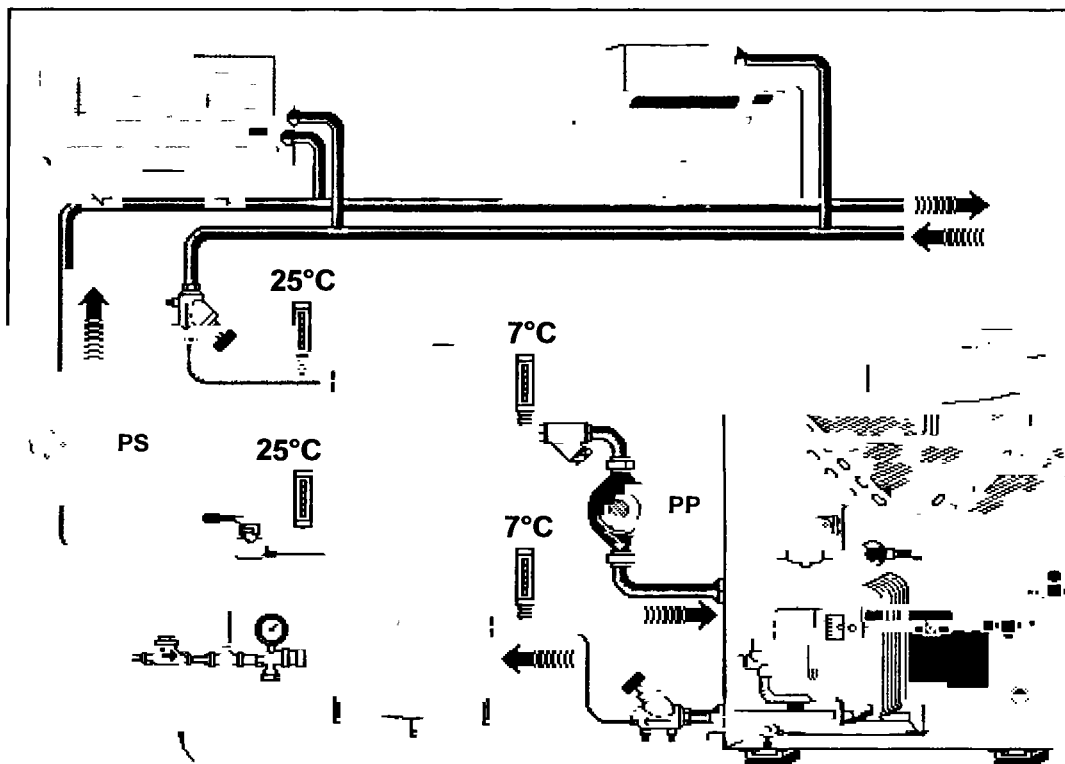


Рис. 89.9.

89.2. УПРАЖНЕНИЕ 1. Накопительный ресивер

Вероятно монтажник хотел установить такой ресивер, который наряду с функцией смешения выполнял бы еще и функции “накопителя холода”, чтобы предотвратить работу компрессора в режиме циклирования, когда потребности в холоде падают (см. раздел 30).

Как объяснить, что во вторичный контур вода поступает с температурой 25°C , хотя в ресивер она приходит с температурой 7°C ?

Перед тем, как читать дальше, подумайте...

Решение упражнения 1

Мы уже видели, что в правильно подобранном смесительном ресивере скорость воды составляет несколько см/с.

Итак, при одинаковом расходе, чем больше диаметр трубопровода, тем меньше скорость воды в этом трубопроводе. Поэтому, когда диаметр ресивера очень большой, средняя скорость воды в нем практически равна нулю. Это приводит к появлению в ресивере неконтролируемых паразитных течений.

На разрезе ресивера (см. рис. 89.10) вы видите, что внутри ресивера большого диаметра существуют два не связанных между собой течения. В результате ледяная вода первичного контура не может проходить во вторичный контур.

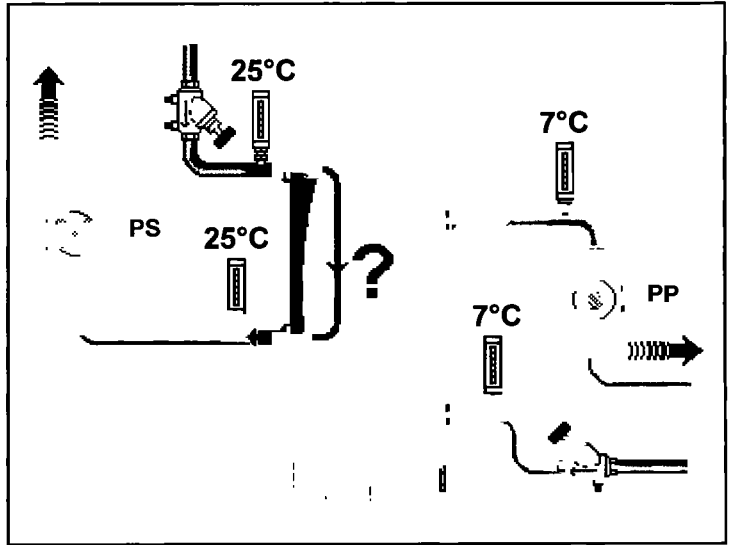


Рис. 89.10.

В свою очередь вода, которая приходит в ресивер из воздухоохладителей с температурой 25°C, вновь уходит в воздухоохладители с той же температурой 25°C!

Поэтому, когда ледяная вода, выходящая из испарителя с температурой 7°C, возвращается в испаритель с той же температурой 7°C, датчик температуры ледяной воды останавливает компрессор.

В итоге ни одна из систем установки не работает. При ремонте неосведомленный монтажник может вообразить, что расходы в контурах отсутствуют, насосы неисправны, вентили закрыты и т. д., тогда как на самом деле это внутренние течения привели к нарушению работы установки, препятствуя смешению потоков первичного и вторичного контуров! Хотя температура воды в первичном контуре равна 7°C, вода вторичного контура остается при той же температуре 25°C.



Когда насос вторичного контура всасывает воду с температурой выше, чем температура воды первичного контура, это указывает на нарушение в работе смесительного ресивера.

УПРАЖНЕНИЕ 2

Что нужно сделать для устранения описанной выше неисправности и, следовательно, подать во вторичный контур воду с температурой 7°C?

Не спешите читать дальше, подумайте немного...

Решение упражнения 2

Восстановить нормальную работу этой установки можно только изменив конструкцию гидравлического контура (однако, если на бумаге такое изменение сделать легко, то на монтажной площадке вам придется немного потрудиться!).

В самом деле, вам придется отсоединить трубопровод возврата воды от входа в ресивер (поз. 1 на рис. 89.11), чтобы присоединить его к трубопроводу D в точке C на входе в насос первичного контура.

После этой операции “теплая” вода, которая возвращается из батареи воздухоохладителей, будет нагнетаться непосредственно в испаритель.

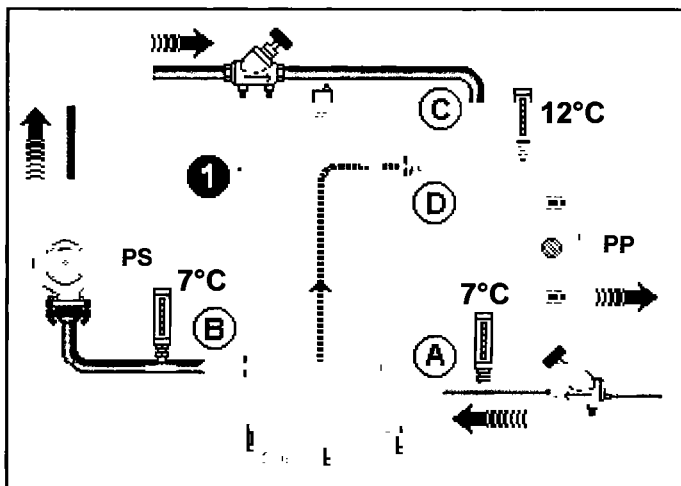


Рис. 89.11.

Ледяная вода, которая выходит из испарителя с температурой 7°C, входит в ресивер в точке A. Эта вода тотчас же всасывается в точке B насосом вторичного контура (очевидно, что при нормальной работе насос вторичного контура может всасывать только ту воду, которая приходит в ресивер в точке A).

Благодаря такому изменению в батареи воздухоохладителей начнет поступать вода с температурой 7°C и в охлаждающих помещениях установится нормальная температура воздуха.

Вода с температурой 12°C, поступающая в точку C, потребует охлаждения, и компрессор начнет работать с полной нагрузкой. В процессе работы установки превышение расхода первичного контура (от 5% до 10% воды с температурой 7°C) будет медленно перетекать внутри ресивера от патрубка A к патрубку D.



Через какое-то время температура воды в ресивере становится близкой к 7°C: следовательно ресивер становится аккумулятором ледяной воды (что снижает опасность работы компрессора в режиме циклирования, когда потребность в холоде падает).

- ▶ Если насос первичного контура PP неисправен, то компрессор сразу же останавливается. Но поскольку насос вторичного контура продолжает работать, вода может проходить от трубопровода C к трубопроводу D, а затем от трубопровода A к трубопроводу B, прогоняя перед собой холодную воду, содержащуюся в ресивере.
- ▶ Разумеется, расход воды во вторичном контуре падает (поскольку гидравлическое сопротивление, которое должен преодолевать насос вторичного контура PS, повышается), но вода, накопленная в ресивере с температурой 7°C, позволяет какое-то время обеспечивать снабжение воздухоохладителей ледяной водой (в зависимости от объема ресивера и потребности в холоде в момент неисправности), пока не придет ремонтная бригада.
- ▶ Если неисправен насос вторичного контура PS, то температура охлаждаемых помещений начнет расти. С другой стороны, расход, обеспечиваемый насосом первичного контура PP, останется постоянным и будет проходить через испаритель, что в общем-то и требуется (см. раздел 82).

УПРАЖНЕНИЕ 3

На рис. 89.12 два агрегата по производству ледяной воды и два контура воздухоохладителей подключены к одному ресиверу.

Перед тем, как продолжить чтение, изучите схему.

Что вы думаете об этой схеме?

Какие должны быть размеры для подключения трубопроводов?

Есть ли в схеме ошибки? Если да, то какие?

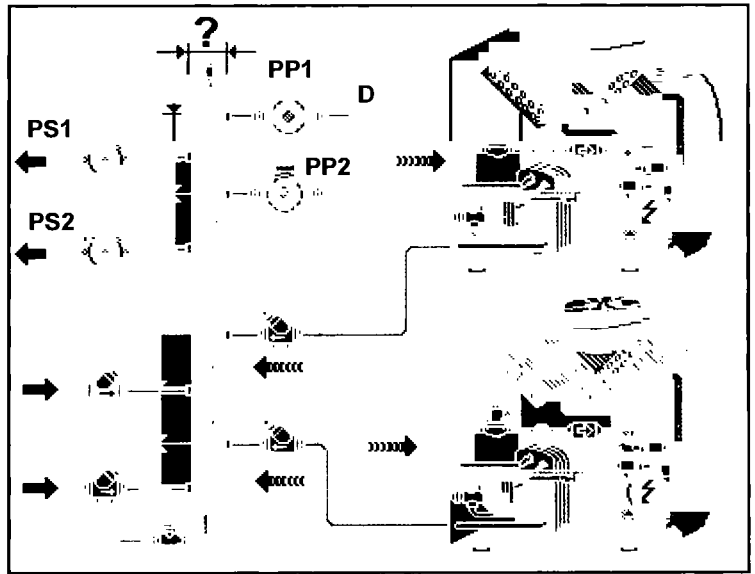


Рис. 89.12.

Решение упражнения 3

С первого взгляда, попеременные врезки первичного-вторичного, первичного-вторичного (и так далее) контуров оставляют хорошее впечатление. Однако это только так кажется, поскольку данная схема совершенно не работоспособна (см. рис. 89.13).

ГИДРАВЛИКА

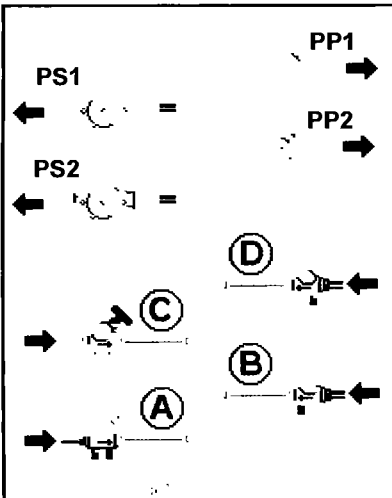


Рис. 89.13.

- ▶ “Теплая” вода, которая возвращается из воздухоохладителей в точку А, смешивается с ледяной водой, приходящей в точку В (температура ледяной воды между точками В и С повышается).
- ▶ Эта “подогретая” вода вновь смешивается с “теплой” водой, которая приходит в точку С: температура воды повышается еще больше.
- ▶ Далее ледяная вода, приходящая в точку D, подогревается смесью “теплой” воды, поднимающейся от точки С к точке D: получается винегрет!

Теперь легко понять, что температура воды, всасываемой насосами вторичных контуров, обязательно будет более высокой, чем температура воды в точках В или D. В результате становится совершенно невозможно поддерживать нужную температуру в охлаждаемых помещениях.

Ситуация еще больше усложняется, если один из насосов неисправен и выключается! Действительно, единственным положительным моментом в этой схеме является то, что в каждом контуре есть уравнительный вентиль, позволяющий поддерживать требуемый расход. Но зачем нужен требуемый расход, если мы не можем обеспечить требуемые температуры?

УПРАЖНЕНИЕ 3 (ПРОДОЛЖЕНИЕ): ЧТО ЖЕ ДЕЛАТЬ!

Схема на рис. 89.14 показывает правильное расположение трубопроводов на ресивере и размеры между штуцерами (здесь $\alpha = 3D$).

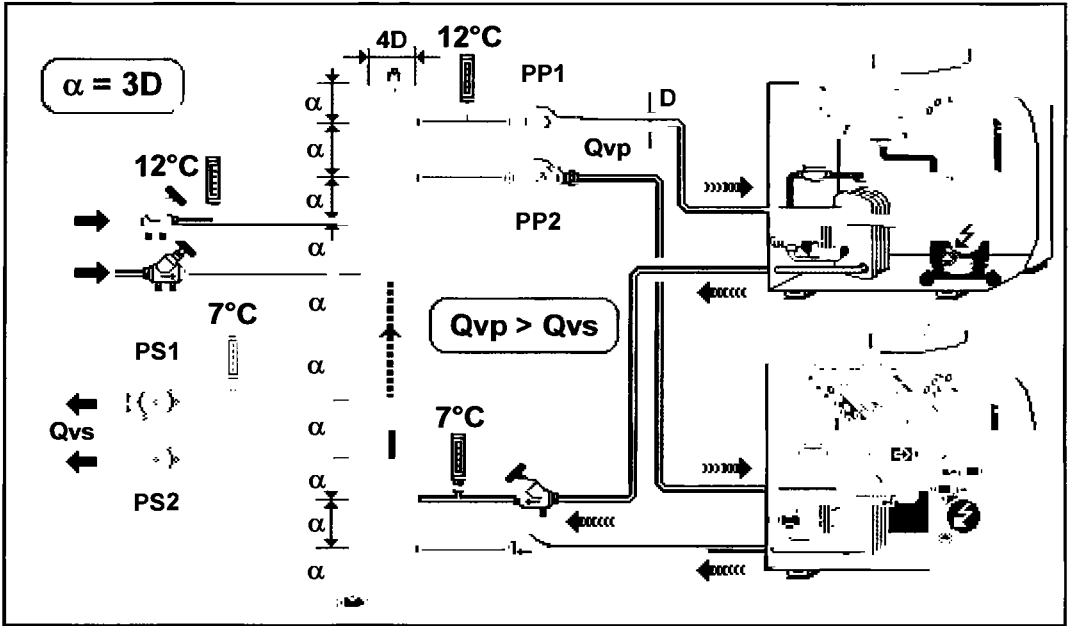


Рис. 89.14.



Не забывайте, что суммарный расход насосов первичных контуров должен быть выше (как минимум, на 5...10%) суммарного расхода насосов вторичных контуров.

Поскольку у нас два агрегата по производству ледяной воды, полный расход в ресивере довольно значительный.

Имея в виду, что одним из обязательных требований, обеспечивающих нормальную работу смешительного ресивера, является требование малой скорости потоков в ресивере (порядка нескольких см/с), следует увеличить диаметр ресивера. Поэтому в нашем примере диаметр ресивера равен четырем диаметрам трубопроводов первичных контуров.

Примечание. Если диаметр трубы первичного контура равен 50 мм, то высота ресивера должна быть $10 \times \alpha$. Поскольку $\alpha = 3D$ (то есть $3 \times 50 = 150$ мм), значит высота ресивера должна быть $10 \times 150 = 1500$ мм = 1,5 м (это пока приемлемо).

Однако, если диаметр трубы первичного контура будет 100 мм, а к ресиверу будут подходить еще два вторичных контура, тогда высота ресивера должна быть равна $14 \times \alpha = 14 \times 3D = 14 \times 300$ мм = 4200 мм, то есть 4,2 м!

К этой высоте следует добавить размеры крепежных деталей и толщину теплоизоляции (это обязательно). В результате ресивер, высота которого превысит 4,5 м, в большинстве случаев становится очень трудно размещаемым...

Итак, мы с вами убедились, что вертикальный смесительный ресивер очень быстро может оказаться нереальных размеров в том случае, когда требуется большая холодопроизводительность (следовательно, трубопроводы большого диаметра) для холодоснабжения большого числа потребителей холода (см. рис. 89.15).

Представьте себе ресивер, нижняя часть которого находится в подвале, а верхняя – на уровне второго этажа!

89.3. УПРАЖНЕНИЕ 4. Горизонтальный ресивер

Посмотрите на ресивер на рис. 89.16 (Эта страница недостаточно широка, поэтому мы специально ограничили число контуров). Не является ли горизонтальное расположение ресивера решением этой проблемы? Что вы об этом думаете?

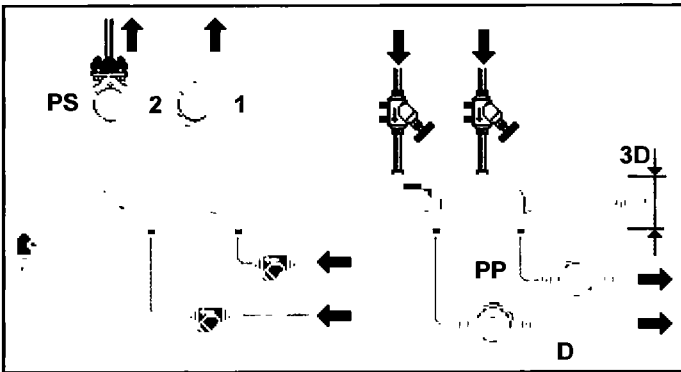


Рис. 89.16.

Решение упражнения 4

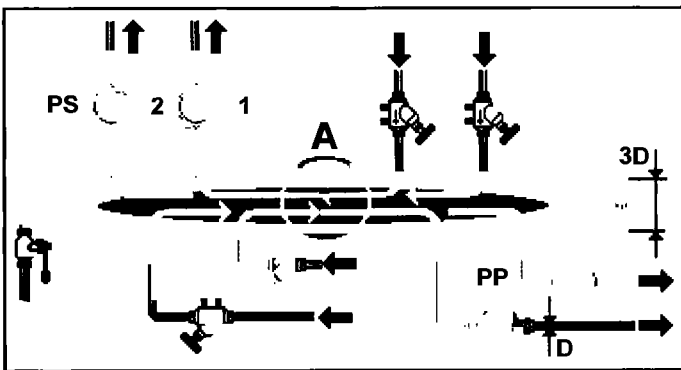


Рис. 89.17.

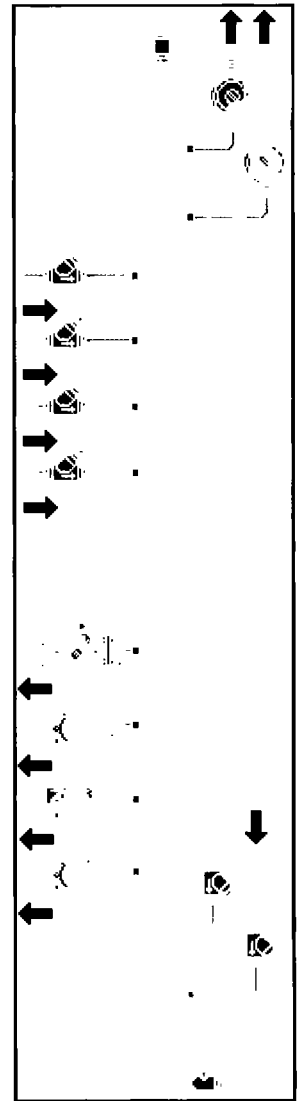


Рис. 89.15.

Представляется очевидным, что очень длинный ресивер гораздо легче установить горизонтально, чем вертикально. Однако при таком расположении не соблюдается основной принцип: теплая вода должна входить в верхнюю часть ресивера, а холодная – в нижнюю.

Поэтому, даже если врезки трубопроводов выполнены правильно, то вода в ресивере может циркулировать случайным образом в зависимости от температуры (и разницы плотностей), порождая паразитные байпасные течения, подобные тем, которые мы наблюдали в случае слишком широкого ресивера (см. рис. 89.10). Опасность перемешивания будет также значительной в зависимости от расходов в зоне А (см. рис. 89.17). Попробуйте предложить решение, при котором установка будет работать нормально!

Решение упражнения 5

Действительно, проблема заключается в том, что насос № 2 был подобран таким образом, чтобы преодолевать гидравлическое сопротивление контура № 2 (то есть сопротивление между точками В, С, D и E, см. рис. 89.20).

Но на самом деле он дополнительно должен преодолевать сопротивление очень длинного коллектора (то есть потери давления в трубах АВ и EF).

Если в насосе № 2 не предусмотрена возможность регулировки расхода (см. раздел 86), или если насос настроен на максимально возможный расход, то реально обеспечиваемый насосом № 2 расход обязательно будет ниже требуемого.

Поэтому, когда существуют дополнительные потери давления, настоятельно рекомендуется устанавливать “промежуточный” насос, чтобы компенсировать эти потери (см. рис. 89.21).

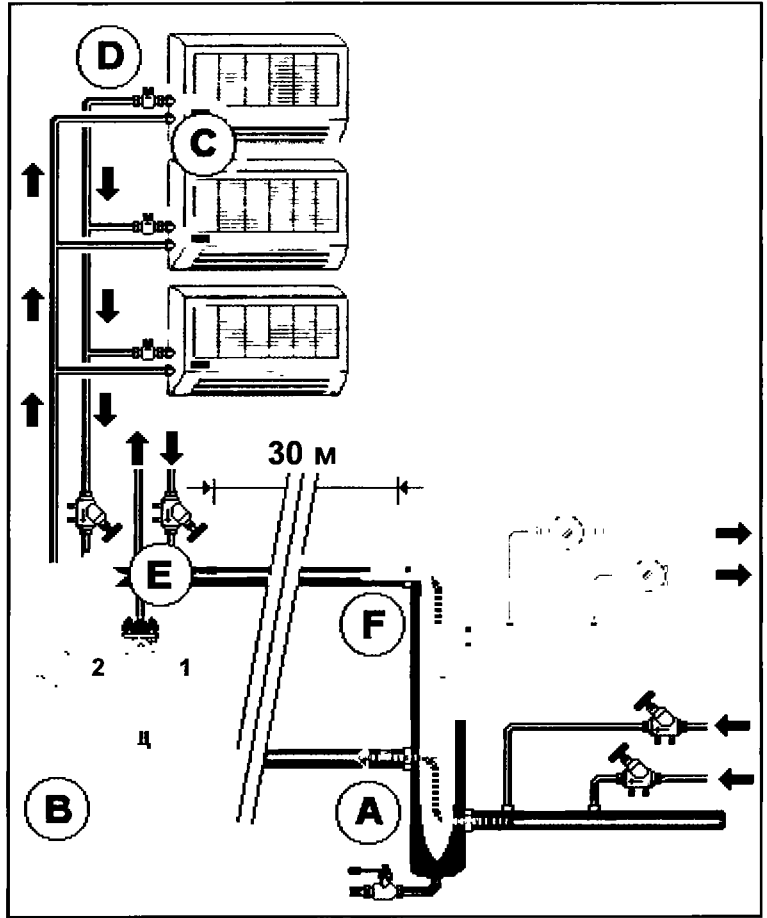


Рис. 89.20.

Следовательно, коллектор должен иметь закольцовку, чтобы в любом случае обеспечить постоянный расход между точками А и F (этот расход должен быть на 5...10% выше суммарного расхода во вторичных контурах).

Итак, каждый контур потребителей будет работать совершенно независимо от других.

Внимание! Ни в коем случае нельзя устанавливать на магистрали закольцовки никакой арматуры, которая могла бы мешать расходу (уравнительный вентиль, фильтр, клапан и т.д.).

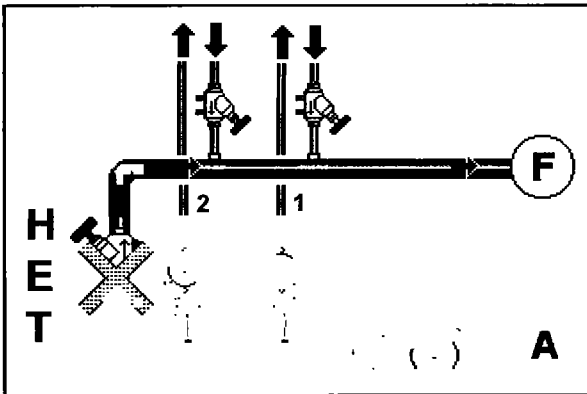


Рис. 89.21.

90. НЕМНОГО О КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

По многочисленным просьбам наших читателей мы напомним некоторые технические детали, которые помогут лучше понимать отдельные специфические неисправности насосов.

А) Смазка герметичных насосов с “затопленным” ротором приводного двигателя

Так же, как герметичные компрессоры, полностью изолированные от окружающей среды и охлаждаемые хладагентом (всасываемым газом в поршневых компрессорах и нагнетаемым газом в ротационных компрессорах), герметичные насосы полностью изолированы от окружающей среды и имеют двигатели, охлаждаемые водой, даже если она теплая.

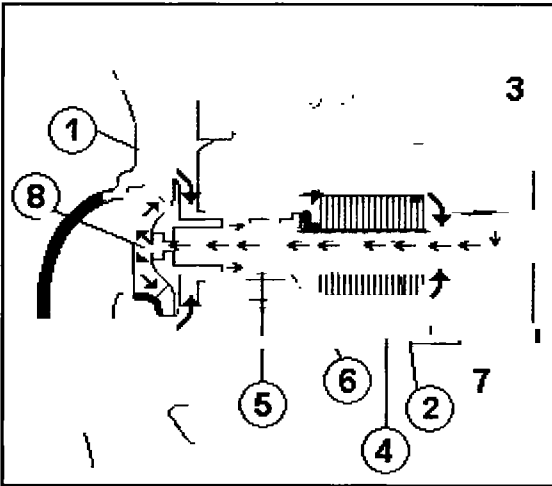


Рис. 90.1.

Небольшое количество воды, выходящей из крыльчатки при давлении нагнетания (см. *поз. 1* на рис. 90.1) циркулирует между ротором двигателя (*поз. 2*) и уплотнительной обоймой (*поз. 3*). Эта обойма выполняет функцию изолятора обмотки статора (*поз. 4*) от воздействия воды (что очень кстати!).

Ось двигателя (*поз. 5*) вращается в гидродинамических подшипниках, один из которых образуется вблизи крыльчатки (*поз. 6*), а другой – за двигателем (*поз. 7*). Циркулирующая в них вода выполняет функцию смазки.

Далее вода возвращается во входное отверстие (*поз. 8*). Заметим, что при этом вода поглощает часть тепла, выделяемого двигателем.

Теперь представим себе, что герметичный насос установлен в открытом контуре, например, в открытой градирне. Вода может быть сильно минерализованной и загрязненной различными примесями (волокнами, насекомыми и т.д.). В результате смазка подшипников быстро становится неэффективной. Более того, накипь, откладывающаяся на роторе, очень быстро заполнит пространство между ротором и обоймой, и ротор заклинит.

Заметим также, что наличие уплотнительной обоймы (гильзы) между ротором и статором снижает электрический КПД двигателя. Наконец, смазывать большие подшипники водой – не самое лучшее решение. Поэтому применение герметичных насосов ограничивается сравнительно небольшой производительностью.

УПРАЖНЕНИЕ

На рис. 90.2 представлены варианты монтажа одного из герметичных насосов, конструкцию которых мы только что описали. Что вы думаете об этих вариантах? Какие здесь могут быть проблемы? Почему?

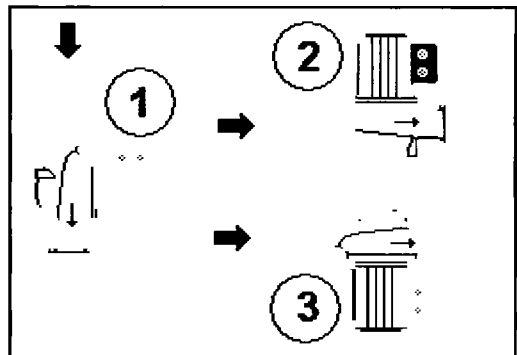


Рис. 90.2.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

- В варианте *поз. 2* на *рис. 90.3* воздух, который может оказаться в контуре, будет накапливаться в верхней части двигателя. В результате подшипник за двигателем окажется без воды (*поз. 7* на *рис. 90.1*) и ось начнет “заедать”.

В начале механического заклинивания ротора будет расти сила тока, потребляемого двигателем.

Еще хуже будет то, что нарушение циркуляции воды из-за воздушной пробки резко снижает эффективность охлаждения двигателя.

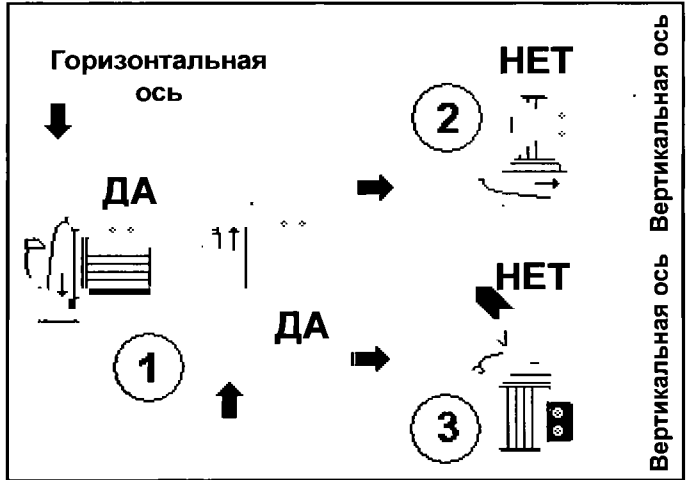


Рис. 90.3.

В результате мотор будет сильнее греться и хуже охлаждаться: остается только надеяться, что тепловая защита выключит двигатель прежде, чем он “отдаст богу душу”.

- В варианте *поз. 3* воздух не будет накапливаться в корпусе насоса, однако вместо воздуха в нем будут оседать загрязнения контура (металлические частички, грязь и т.д.): разрушение двигателя, как и в варианте *поз. 2*, почти неизбежно!

Только вариант *поз. 1*, то есть горизонтальное расположение оси насоса (что, кстати, предписывается большинством разработчиков герметичных насосов), позволяет обеспечить его нормальную работу. Заметим, что клеммную коробку двигателя всегда рекомендуется располагать вверху, чтобы предотвратить попадание в нее воды при наличии утечек или конденсата.



Многие современные герметичные насосы имеют керамические подшипники и оборудованы системой самоочистки. Для них требования к монтажу менее строгие. Вместе с тем, в любом случае необходимо строго соблюдать указания разработчиков.

В закрытых контурах, где циркулирует ледяная вода, сама вода остается чистой и опасность появления накипи очень мала. Именно для данного типа контуров герметичный насос наиболее приспособлен, особенно если гидравлическое сопротивление не слишком велико.

Тем не менее, перед насосом настоятельно рекомендуется устанавливать фильтр, чтобы задерживать возможные загрязнения (различные металлические частицы и т.д.), которые могут повредить подшипникам. Никогда не размещайте насос в нижних частях контура, чтобы предотвратить его загрязнение.

Б) Насосы с механическим уплотнением (“сухие” роторы)

В закрытых или открытых гидравлических контурах, когда гидравлическое сопротивление контура достаточно велико (или, например, где циркулирует водный раствор гликоля), как правило используют насосы с механическим уплотнением (сальниковые).

В отличие от герметичных насосов, двигатель такого насоса находится вне гидравлического контура (см. рис. 90.4).

Такая конструкция заметно усложняет решение задачи смазки двигателя.

Наиболее ответственным узлом этого варианта конструкции насоса является **уплотнительный узел**, который обеспечивает герметизацию крыльчатки.

Пружина (поз. 1) давит на жесткий подвижный вкладыш (поз. 2).

Подвижный вкладыш (поз. 2) вращается вместе с осью двигателя (поз. 3), соприкасаясь с неподвижным вкладышем (поз. 4) из графита.

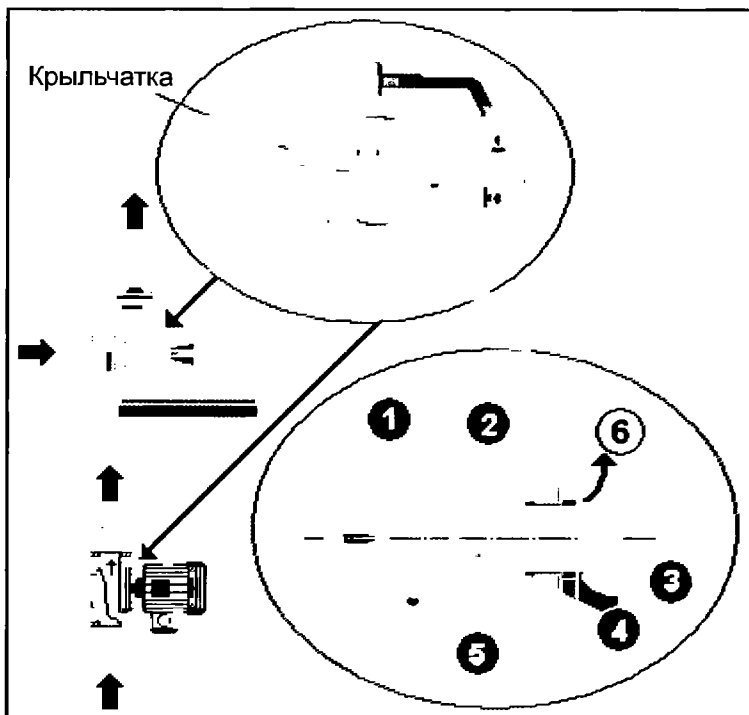


Рис. 90.4.

Силу трения между подвижным и неподвижным вкладышами снижает вода, которая поступает в зону контакта (поз. 5). Если в воде присутствуют твердые механические частицы, они могут попасть в эту зону, и тогда эти частицы будут действовать как наждак: они очень быстро стирают поверхность контакта вкладышей и насос “начинает течь” (поз. 6).

Уплотнение теряет герметичность. Поэтому так же, как и для герметичных насосов, на входе в сальниковые насосы настоятельно рекомендуется устанавливать фильтры.



Если вы собираетесь поменять насос, критерием для выбора подходящей модели является не только напорная характеристика насоса. Конструкция насоса, который должен заменить вышеуказанную из строя модель, может оказаться непригодной для использования в контуре водного раствора гликоля, или в контуре со слишком горячей или слишком холодной водой. Внимательно изучите рекомендации производителя данной модели.

В) Насосы с сальниковым уплотнением и муфтой

Для насосов большой мощности двигатель полностью отделен от крыльчатки (см. рис. 90.5).

В этом случае две втулки (поз. 1) посажены на шпонки: одна втулка – на ось двигателя, другая – на ось крыльчатки.

Втулки соединяются между собой пальцами с очень твердой резиновой оболочкой.

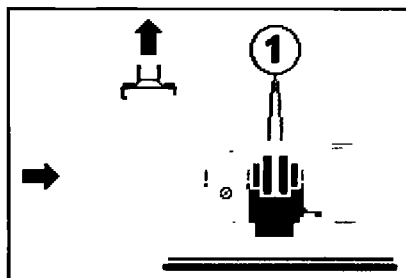


Рис. 90.5.

Соосность между осью двигателя и осью крыльчатки никогда не бывает абсолютно идеальной (**вариант 1** на рис. 90.6). Вследствие этого, если угловые или осевые отклонения слишком велики, соединение очень быстро может разрушиться.

Так, в варианте 2 расстояние между втулками очень большое, втулки находятся далеко одна от другой и пальцы не могут достаточно глубоко входить в отверстия втулок. В результате пальцы очень быстро изнашиваются.

В варианте 3 оси не параллельны (это угловая несоосность).

В варианте 4 втулки насажены на параллельные оси, но эти оси смещены друг относительно друга (такой дефект часто называют параллельной несоосностью).

Все эти дефекты приводят к возникновению вибраций, шумов (тем более, если насос вращается с большим числом оборотов), которые передаются по трубопроводам как по телефонным линиям. Вдобавок они ускоряют износ вращающихся деталей двигателя и подшипников насоса.

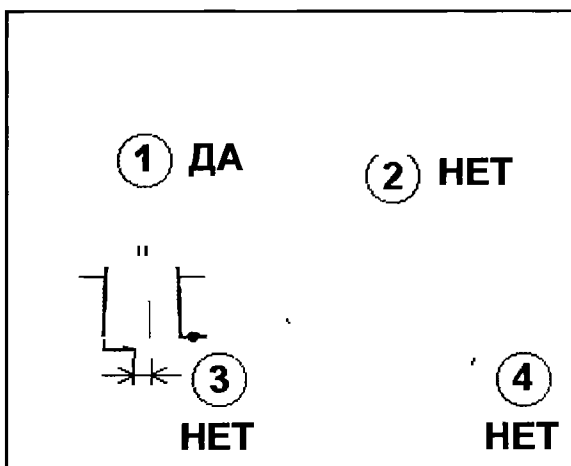


Рис. 90.6.

Как правило, такие дефекты легко выявляются на слух (при небольших навыках) и требуют выравнивания осей “двигатель-насос” (несоосность должна быть менее 1 мм). Для больших насосов выравнивание должно производиться с помощью специального выравнивающего устройства – компаратора. В случае необходимости соосность обеспечивается с помощью специальных металлических пластин, которые подкладывают под опорные лапы крепления двигателя.

В насосах такой конструкции герметичность оси крыльчатки достигается применением сальникового уплотнения.

Уплотнительная втулка (*поз. 1* на рис. 90.7) давит на оплетку квадратного сечения (*поз. 2*) из пеньки, тефлона или композитных материалов. Эта оплетка “раздается” и, с одной стороны, герметизирует ось, а с другой – обеспечивает смазку.

Чтобы снизить нагрев в результате трения между осью крыльчатки и оплеткой, вода под давлением нагнетания входит по небольшому каналу (*поз. 3*), орошая оплетку, и выходит из насоса капля за каплей (*поз. 4*) с расходом, который должен соответствовать конструкторской документации.

Настройка расхода воды через уплотнение осуществляется изменением величины затяжки винтов на уплотнительной втулке *поз. 1* (попеременно, на полоборота затягивая или ослабляя винты сверху или снизу).

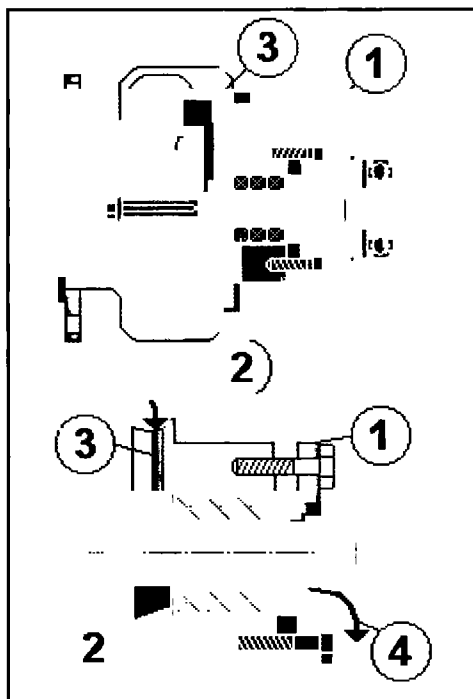


Рис. 90.7.



См. также раздел 92.

91. ЦЕНТРАЛЬНАЯ СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

91.1. ПРОВЕРКИ ПЕРЕД СДАЧЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

В качестве примера будем рассматривать небольшую водоохлаждающую машину (см. рис. 91.1), подобную тем, которые последнее время все чаще и чаще используют в центральных системах кондиционирования.

Сами воздухоохладители, по которым циркулирует ледяная вода, как правило расположены в различных помещениях. Разумеется, все эти воздухоохладители могут иметь разные конструкции, размеры и холодопроизводительность.

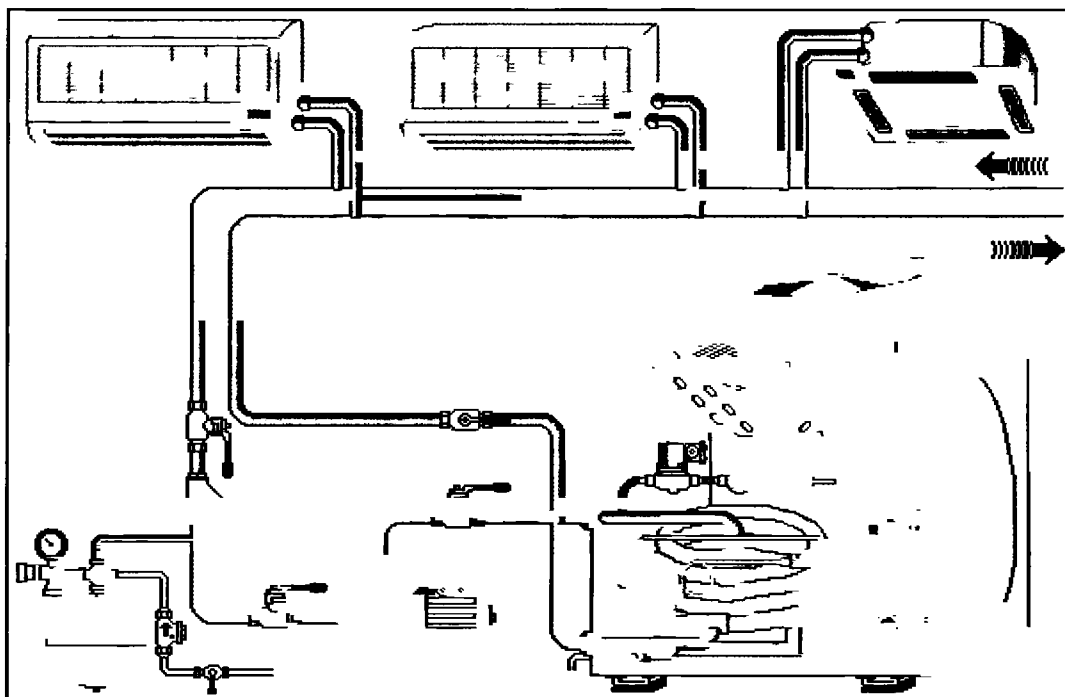


Рис. 91.1.

В случае неисправности водоохлаждающей машины температура воздуха в охлаждаемых помещениях неизбежно начинает расти, что сопровождается обращением в службу сервиса. Сотрудники сервисной службы, прибывшие для производства ремонта, обычно начинают задавать себе множество вопросов: действительно ли причина неисправности кроется в работе холодильной машины? Можно ли установить манометры на компрессор или это бесполезно? Может быть причина неисправности кроется в воздухоохладителях? Не является ли причиной неисправности гидравлический контур? И так далее...

Большая часть проблем холодильного контура была рассмотрена ранее. Однако, чтобы помочь вам провести быструю и точную диагностику, мы попробуем дополнить ваши знания о гидравлическом контуре и работе данного типа установок, начиная с момента их подготовки к сдаче в эксплуатацию.

В частности, мы воспользуемся случаем, чтобы обсудить множество тонкостей, особенно в гидравлическом контуре, которыми вы должны в совершенстве овладеть: заполнение гидравлического контура, дренаж (очистка), настройка расхода, выравнивание давлений и т.д.

А) ВИЗУАЛЬНЫЙ ОСМОТР ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОНТУРА

При подготовке системы к сдаче в эксплуатацию, также как и при ремонте, никогда спешите. Очень важно выполнить **визуальный осмотр** системы. Очень часто неисправность или ее причину можно выявить простым осмотром.

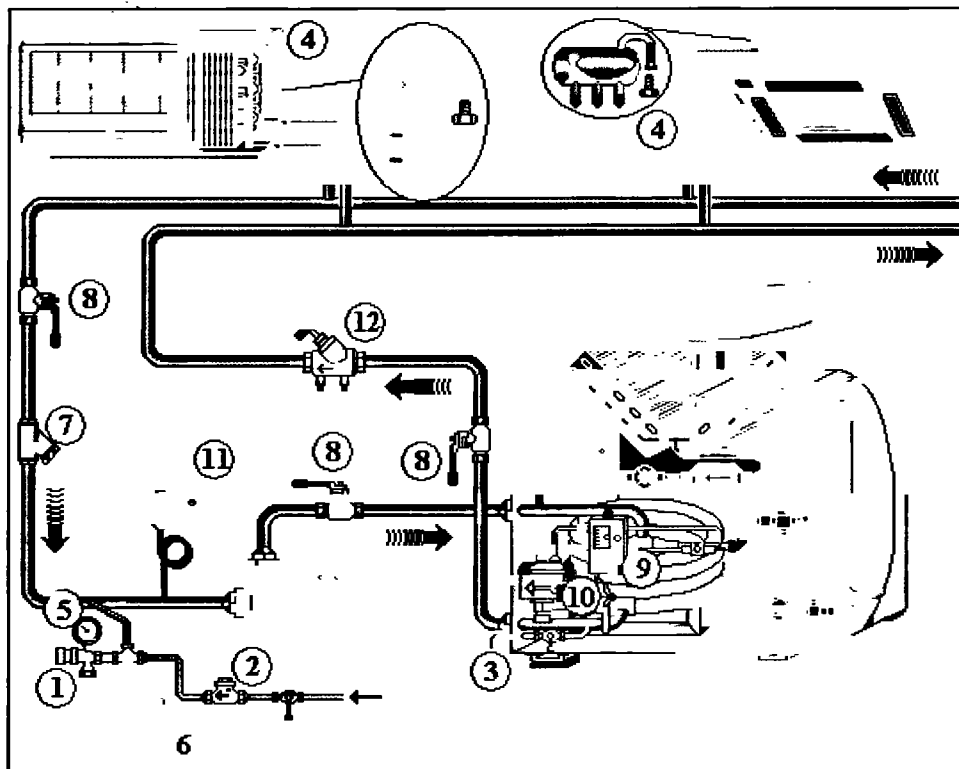


Рис. 91.2.

Перед сдачей системы в эксплуатацию убедитесь в том, что в состав гидравлического контура входят (см. рис. 91.2):

- ▶ Предохранительный клапан (поз. 1), проверьте его настройку (очень важный параметр при заполнении контура).
- ▶ Обратный (разъединительный) клапан (поз. 2), расположенный на трубопроводе заправки контура водой.
- ▶ Сливной вентиль (поз. 3), расположенный в нижней точке контура.
- ▶ Автоматические дренажные клапаны (поз. 4), расположенные в верхних точках гидравлического контура. Проверьте, нет ли между клапанами и контуром контруклонов или сифонов, где может застаиваться воздух. (Если воздух не сможет сбрасываться через дренажные клапаны, то ваша установка наверняка будет давать сбои в работе).
- ▶ Манометр (поз. 5) для измерения давления в гидравлическом контуре в точке установки расширительного бачка.
- ▶ Расширительный бачок (поз. 6), желателен подключенный к всасывающей магистрали насоса.
- ▶ Фильтр очистки хладагента (поз. 7) и запорные вентили (поз. 8): к несчастью, не всегда получается в случае необходимости отсечь контур от насоса и от испарителя.
- ▶ Реле защиты от замерзания воды (поз. 9), установленное на выходе из испарителя.
- ▶ Сигнализатор расхода воды (поз. 10).

Отметим, что иногда из соображений экономии установку не оснащают предохранительным реле “нехватка воды” (поз. 11) и регулятором расхода воды (поз. 12).

Что касается направления движения воды в контуре, рекомендуемых мест размещения насоса по отношению к испарителю, размещения расширительного бачка, датчиков температуры и предохранительных устройств, то все эти вопросы подробно рассмотрены в предшествующих разделах.



Для того, чтобы легче найти нужные сведения, рекомендуем воспользоваться предметным указателем в конце книги.

Б) ПРОВЕРКА РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАЧКА

Правильно заправить контур ледяной воды не так просто, как кажется! На какое давление нужно настраивать расширительный бачок? При каком давлении нужно заполнять контур, поскольку изменение давления в контуре при охлаждении будет противоположным изменению давления при нагреве? А если в качестве хладагителя используется водный раствор гликоля?

Мы подробно изучали (см. раздел 80) работу и неисправности расширительных бачков в контуре теплой воды. Но как они поведут себя в контуре ледяной воды?

Прежде всего, если в контуре нет воды, вы можете выиграть ценное время, проверив давление наддува в расширительном бачке (см. рис. 91.3).

Если вы начнете заполнять контур водой (и стравливать из него воздух), не проверив бачок, вы рискуете столкнуться с необходимостью вновь сливать воду, и это будет не самая большая неприятность.

На незаполненном водой контуре измерить давление наддува очень легко (см. раздел 80.2). Но здесь вас может ждать неприятный сюрприз.

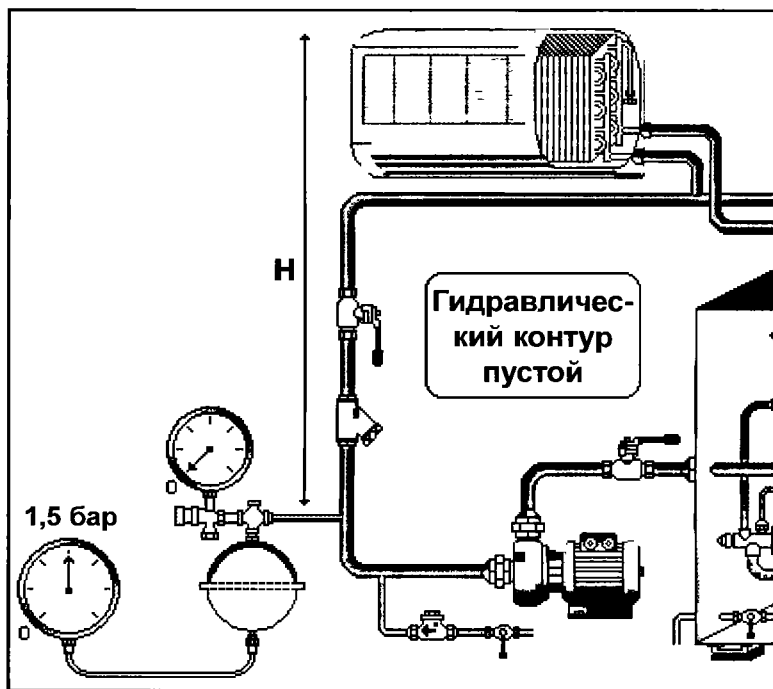


Рис. 91.3.

В самом деле, бачки на заводе-изготовителе очень часто наддувают давлением 1,5 бар, но во все не обязательно, что это будет то давление, которое необходимо для нормальной работы вашей установки.



Не забывайте уделить должное внимание расширительному бачку перед сдачей установки в эксплуатацию, иначе неприятности, с которыми вам придется столкнуться впоследствии, не забудут вас!

Так на какое же давление нужно настраивать расширительный бачок?

Померяйте высоту H между бачком и самой верхней точкой гидравлического контура (см. рис. 91.3). Если высота H равна, например, 5 м, то вы должны настроить бачок на давление около 5 м вод. ст. + (3...5 м гарантийный запас) = около 8...10 м вод. ст (или 0,8...1 бар).



Это первое, что нужно сделать, чтобы избежать неисправностей, обусловленных неправильным наддувом (проблемы пониженного наддува см. в разделе 80.2, повышенного наддува – в разделе 80.3).

Примечание. Если компрессорно-конденсаторный агрегат установлен на крыше (см. рис. 91.4), то часть гидравлического контура, включающая насос, предохранительный клапан и расширительный бачок, тоже может располагаться на крыше, то есть в самой верхней точке контура.

Допустим, высота бачка H над входом в насос равна 1 м. Тогда давление азота в бачке должно быть 1 м вод. ст. + (4 м вод. ст. гарантийный запас) = около 5 м вод. ст. (или 0,5 бар как показано на рис. 91.4).

Напоминаем, что минимальное давление на входе в насос должно быть не менее 0,5 бар (см. раздел 77).

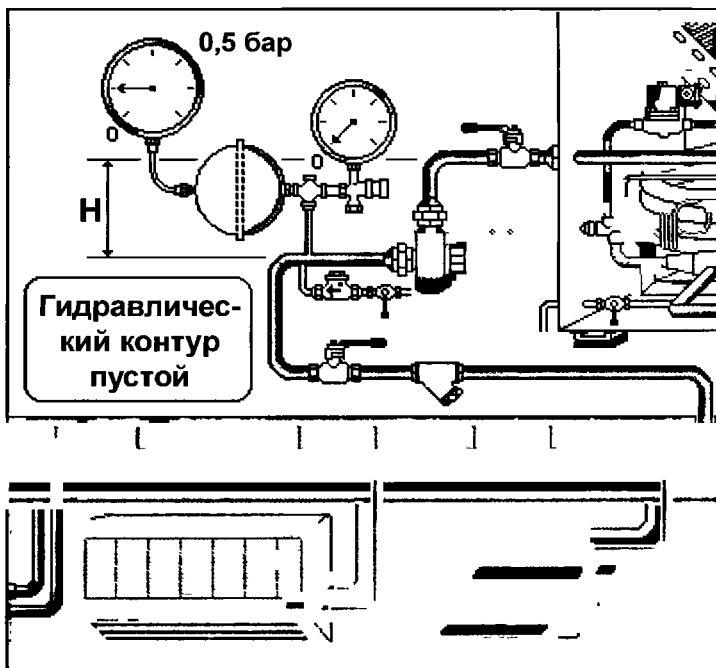


Рис. 91.4.

В) ДАВЛЕНИЕ ЗАПРАВКИ ДЛЯ ОТОПИТЕЛЬНОГО КОНТУРА

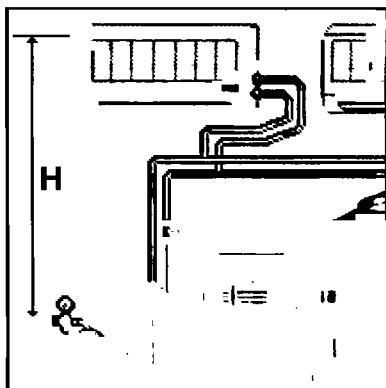


Рис. 91.5.

Рассмотрим простейший отопительный контур, например, контур небольшого теплового насоса (см. рис. 91.5).

Допустим, что высота H между расширительным бачком и самой верхней точкой контура равна 5 м.

Тогда давление наддува азота в бачке настраивается на 5 м.вод.ст. (высота H) + (3...5 м вод. ст. гарантийный запас) = около 9 м вод. ст., то есть 0,9 бар.

Можно предположить, что температура воды в отопительном контуре будет меняться от 20°C до 55°C.

Допустим, что гидравлический контур был заправлен водой с температурой 20°C. Разумеется при этой минимальной температуре необходимо, чтобы в бачке находилось какое-то количество воды.

И Напоминаем, что переразмерность расширительного бачка не вызывает никаких проблем, а совсем наоборот, благоприятно сказывается на работе контура!

Если бачок переразмерен (например, на 20%) и наддут до 0,9 бар, то мы останавливаем заполнение в тот момент, когда давление в контуре будет равно 0,9 бар + (0,1...0,2 бар гарантийный запас) = около 1,1 бар в данном примере. **В таком случае мы можем быть уверены, что небольшое количество воды (несколько литров) будет находиться в бачке и служить в качестве запаса.** В процессе заполнения не забывайте стравливать из установки воздух через клапаны в верхней точке контура. Давление в контуре должно быть достаточным, чтобы обеспечить удаление воздуха. В нашем примере при высоте $H = 5$ м давление в верхней точке будет равно 1,1 бар – 0,5 бар (5 м вод. ст. соответствуют давлению 0,5 бар) = 0,6 бар.

В целях упрощения предположим, что по мере теплового расширения воды давление в правильно подобранном и правильно наддутом бачке будет расти согласно прямой АВ на рис. 91.6.

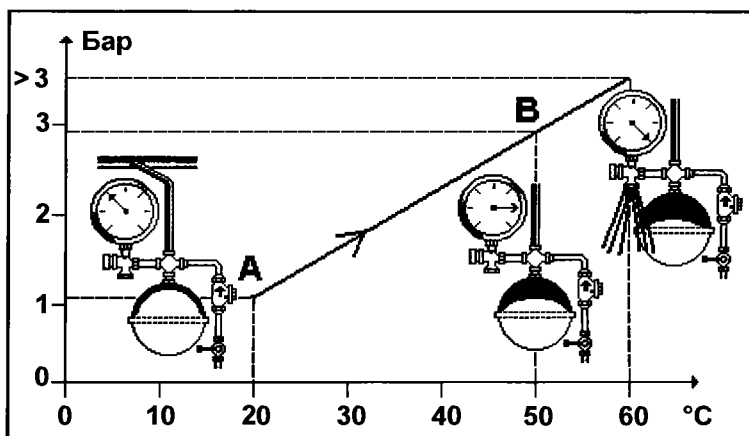


Рис. 91.6.

При 20°C давление в контуре около 1,1 бар (точка А на рис. 91.6) и в бачке находится очень мало воды.

По мере роста температуры вода в контуре расширяется и начинает поступать в бачок, сжимая находящийся в нем азот. Одновременно давление в контуре начинает расти.

При температуре 50°C (точка В) давление в контуре чуть ниже 3 бар (это давление настройки предохранительного клапана)

и расширительный бачок частично заполняется водой. Когда температура воды вновь опустится до 20°C, мы вернемся точно в позицию А: установка работает нормально.

С другой стороны, если по какой-либо причине (например, неправильно настроен или не работает датчик температуры) температура воды продолжает расти и случайно переходит через максимально допустимое значение 50°C (достигая, скажем, значения 60°C), давление тоже будет увеличиваться.

Как только давление превысит 3 бара, сработает предохранительный клапан и излишек воды будет сбрасываться из контура. Давление в контуре будет поддерживаться на уровне 3 бар, следовательно, количество воды в контуре уменьшится. В связи с этим, когда температура воды в контуре вновь упадет до 20°C, обязательно появятся признаки неисправности, обусловленные нехваткой воды в контуре.

И Признаки этой неисправности мы уже рассматривали, когда обсуждали поведение параметров установки при малом давлении наддува бачка (см. раздел 80.2), слишком высоком давлении наддува (см. раздел 80.3), разрыве мембраны бачка (см. раздел 80.4), неправильном монтаже бачка (см. разделы 80.3 и 80.4), а также недостаточном объеме бачка (см. раздел 80.5).

Г) ДАВЛЕНИЕ ЗАПРАВКИ ДЛЯ КОНТУРА ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ

После того, как мы вспомнили поведение воды в отопительном контуре, рассмотрим контур ледяной воды (см. рис. 91.7).

При неработающей установке (например, вследствие аварии) температура воды в контуре может достигать значений до 27...35°C (в зависимости от наружной температуры). В нашем примере допустим, что наружная температура равна 27°C.

При такой температуре вода заметно расширяется и бак должен быть способным компенсировать это расширение.

Внимание! При охлаждении объем воды вновь будет уменьшаться. Однако расширительный бак должен поддерживать давление в контуре не менее, чем на 0,5 бар превышающее атмосферное. Так, например, при температуре воды 6°C какое-то количество воды обязательно должно оставаться в баке и давление должно оставаться выше высоты столба жидкости H (см. рис. 91.7) + гарантийный запас. Иначе говоря, в нашем примере для $H = 5$ м мы должны иметь 5 м вод. ст. + 5 м вод. ст. (гарантийный запас) = 10 м вод. ст. или 1 бар.

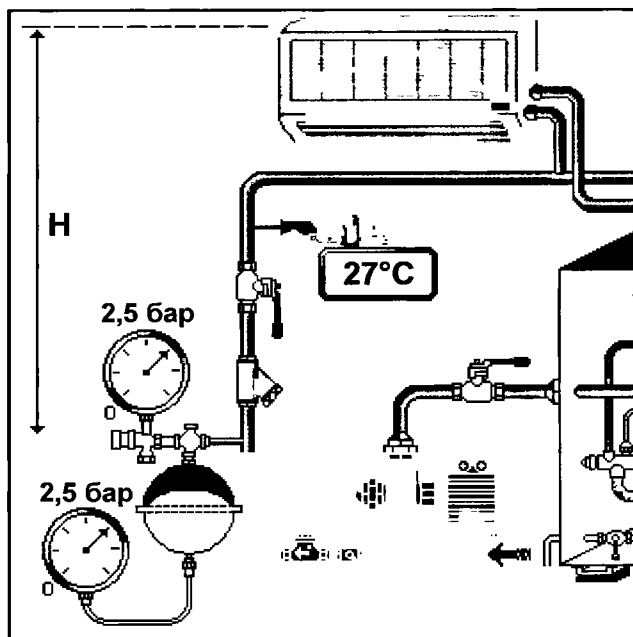


Рис. 91.7.

На рис. 91.8 (специально упрощенном) вы можете наблюдать изменение давления в расширительном баке в зависимости от изменения температуры.

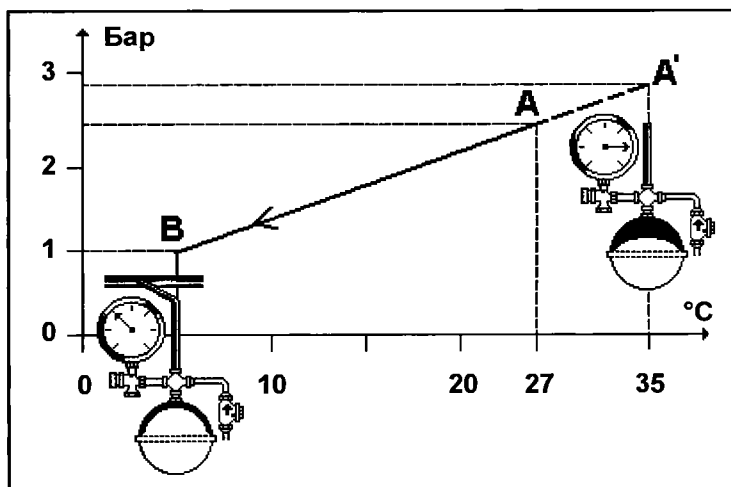


Рис. 91.8.

Если при температуре 27°C давление в баке равно 2,5 бар (точка А), то при температуре 6°C оно опускается примерно до 1 бара (точка В), а это как раз то, что нам нужно.

Заметим, что если бы в момент заправки контура температура воды была бы равна 35°C (точка А') вместо 27°C, то нужно было бы заполнять контур до тех пор, пока давление в нем стало бы чуть ниже 3 бар (давление настройки предохранительного клапана). Это необходимо для того, чтобы при понижении температуры до 6°C давление оставалось бы достаточным для надежного поступления воды в самую верхнюю точку гидравлического контура.



При работающем компрессоре очень важно поддерживать необходимый уровень давления воды в гидравлическом контуре. Если, например, температура ледяной воды на выходе из испарителя составляет 6°C, то давление в расширительном бачке ни в коем случае не должно опуститься ниже 0,5 бар (если самая верхняя точка гидравлического контура расположена на 5 м выше расширительного бачка).

Д) КРИВАЯ ДАВЛЕНИЯ ЛЕДЯНОЙ ВОДЫ

На рис. 91.9 представлены более точные зависимости изменения давления в расширительном бачке от температуры и высоты столба жидкости над бачком (H).

- ▶ Для чистой воды.
- ▶ Для водного 33%-го раствора моноэтиленгликоля, который все чаще и чаще используют в торговом холодильном оборудовании, например, для охлаждения витрин или холодильных камер.

Внимание. Указанные кривые построены для установок, объем расширительных бачков которых в точности соответствует объему гидравлических контуров, то есть без запаса.

- ▶ Максимальное давление в контуре равно 2,7 бар, то есть на 0,3 бар ниже настройки предохранительного клапана.
- ▶ Минимальное давление в верхней точке контура равно 0,5 бар.
- ▶ Величина H равна разнице уровней между самой верхней точкой контура и уровнем, на котором расположен расширительный бачок.

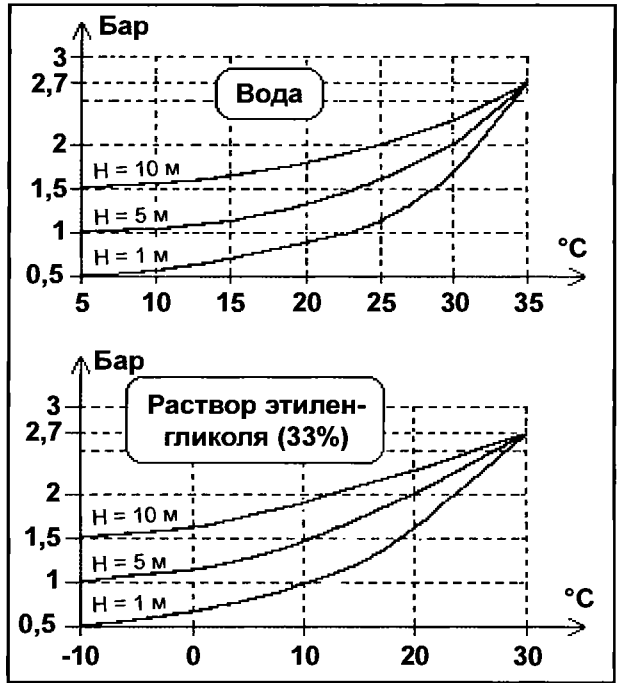


Рис. 91.9.



Проблемы, связанные с использованием гликолевых растворов, см. в разделе 99.

УПРАЖНЕНИЕ

Установка предназначена для производства ледяной воды с температурой 5°C летом и обогрева помещений водой с температурой 55°C зимой (при работе в режиме теплового насоса). Допустим, как и прежде, что все оборудование подобрано правильно, разность уровней между самой верхней точкой гидравлического контура и расширительным бачком равна 5 м, предохранительный клапан настроен на 3 бара.

Каким должен быть порядок величин давления в гидравлическом контуре установки при ее нормальной работе и температуре воды 20°C (для получения правильного ответа вы можете построить диаграмму изменения давления в зависимости от температуры воды)?

Решение на следующей странице...

А
ГИ

Решение упражнения

При работе в режиме охладителя жидкости, когда температура воды равна 5°C , минимальное давление в контуре должно быть не ниже 1 бара (разность уровней между расширительным бачком и верхней точкой контура + гарантийный запас = $5 + 5 = 10$ м вод. ст. = 1 бар).

При работе в режиме теплового насоса, когда температура воды равна 55°C , давление должно оставаться ниже 3 бар (давление настройки предохранительного клапана).

На рис. 91.10 серым цветом показан график зависимости давления от температуры, построенный по этим двум точкам (приближенная зависимость, которую можно получить, чтобы найти решение нашего упражнения). Согласно этому графику, в момент заправки контура водой с температурой 20°C давление в контуре должно быть равно 1,5 бар.

Синим цветом на рис. 91.10 показана уточненная зависимость давления от температуры (согласно этой зависимости, в момент заправки при температуре воды 20°C давление в контуре должно быть равно 1,25 бар, однако в большинстве случаев используемые для измерения давления воды в гидравлических контурах манометры не обеспечивают такой точности).

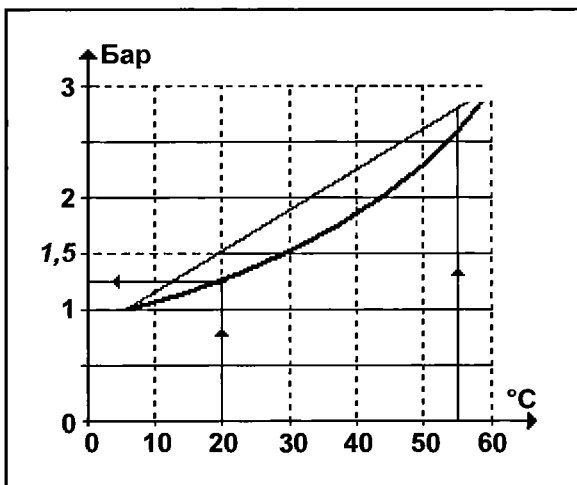


Рис. 91.10.

ПРИМЕЧАНИЕ. Поскольку настройка предохранительного клапана равна 3 барам, многие монтажники очень часто заполняют гидравлические сети (в системах охлаждения или в системах отопления) при давлении 2,5 бар независимо от температуры заполняющей воды.



В нашем примере, если мы заправим контур водой с температурой 20°C под давлением 2,5 бар, то задолго до достижения температуры 55°C давление в контуре повысится до 3 бар и вода начнет сбрасываться через предохранительный клапан.

Когда вода вновь охладится, давление в контуре снова упадет, что само по себе вполне нормально. Однако в процессе технического обслуживания неопытный сотрудник, увидев, что давление упало, дозаправит контур водой до давления 2,5 бар. Однако затем все повторится: температура вырастет, сработает клапан, температура упадет, давление упадет, наш специалист вновь дозаправит контур, и так далее...

Все эти дозаправки воды будут губительны для установки, так как в процессе дозаправки в контур попадают растворенный в воде кислород и минеральные соли, что усиливает процессы коррозии. Поэтому никогда не пытайтесь опрометчиво дозаправлять контур, не поняв, почему в нем упало давление!



Еще раз напоминаем, что переразмеренность расширительных бачков не доставит вам никаких проблем, совсем напротив!

Наш совет: если вы вводите в строй установку, оснащенную расширительным бачком, который переразмерен (например, от 20 до 30%), надуйте бачок азотом с давлением, эквивалентным разности уровней H между самой верхней точкой контура и расширительным бачком. После этого заправьте гидравлический контур водой при давлении, равном $H + 5$ м вод. ст. *В таком случае вы получите уверенность в том, что в самой верхней точке контура давление будет не ниже 5 м вод. ст. (0,5 бар), и что небольшой излишек воды (несколько литров) попадет в расширительный бачок в качестве запаса.*

91.2. НАСТРОЙКА РЕЛЕ ДАВЛЕНИЯ “НЕХВАТКА ВОДЫ”

На большинстве закрытых гидравлических контуров устанавливают предохранительные реле, сигнализирующие о нехватке воды в контуре. Назначение этих реле состоит в том, чтобы не допускать работы насосов без воды, “всухую”. Такие реле часто называют реле давления “нехватка воды” или “низкое давление воды”.

Если давление, которое измеряет такое реле, падает ниже уровня его настройки (неважно, по какой причине), то реле дает команду на остановку насоса. Делается это для того, чтобы предотвратить опасность попадания воздуха в контур в верхних его точках, а также не допустить кавитации насоса, которая может его разрушить.

К сожалению, определению величин настройки этого реле в настоящее время уделяется не слишком много внимания. Поэтому, по многочисленным просьбам наших читателей мы попытаемся прояснить этот вопрос.

УПРАЖНЕНИЕ

Рассмотрим водоохлаждающую машину, предназначенную для подачи воды с температурой 6°C в батареи воздухоохладителей (см. рис. 91.11).

Высота H равна 5 м и для наиболее неблагоприятных режимов работы температура ледяной воды может меняться в диапазоне от 5 до 30°C.

1. На какое давление срабатывания (отключение насоса) нужно настроить реле *поз. 1*, если оно установлено на уровне расширительного бачка?
2. Вы обнаружили, что механик, обслуживающий установку, настроил реле на включение насоса при давлении 1,7 бар и на выключение при давлении 1,2 бар (см. рис. 91.12). Что вы думаете об этой настройке?

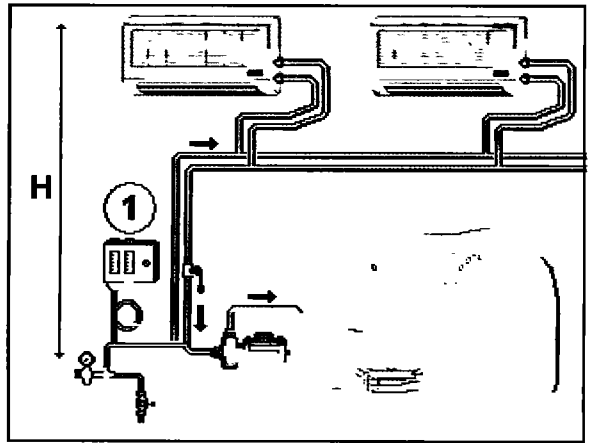


Рис. 91.11.

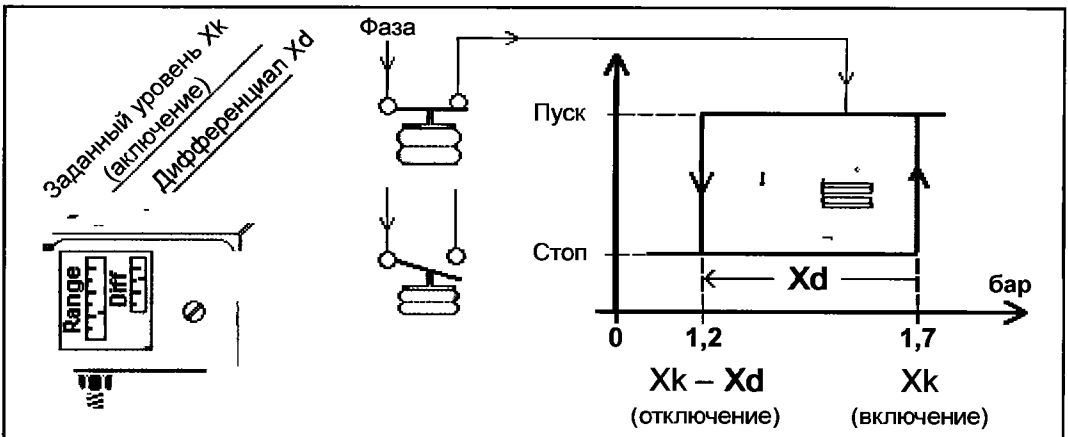


Рис. 91.12.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

Прежде, чем отвечать на поставленные вопросы, полезно отметить, что конструкция этого предохранительного реле давления воды в гидравлическом контуре аналогична конструкции предохранительного реле низкого давления (НД) на холодильном контуре, защищающего компрессор от работы при недопустимо низких значениях давления кипения (остановка компрессора при понижении давления и запуск при подъеме давления).

Настройка производится с помощью двух винтов (см. рис. 91.13).

- ▶ Винт настройки давления включения (*поз. 1*) меняет силу натяжения большой пружины (и сильфона приема давления). Его часто обозначают как X_k или заданный уровень, или “Пуск”, или “Диапазон”.
- ▶ Винт настройки дифференциала (*поз. 2*) меняет силу натяжения маленькой пружины. Его часто обозначают как X_d .

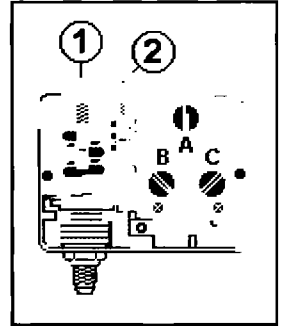


Рис. 91.13.

Специалисты знают, что насос не должен работать при давлении на всасывании меньше 0,5 бар. Полная высота контура равна 5 м, минимальное давление в расширительном бачке равно 1 бару. Следовательно, с учетом гарантийного запаса, насос должен выключаться при давлении на входе, равном 1,2 бар.

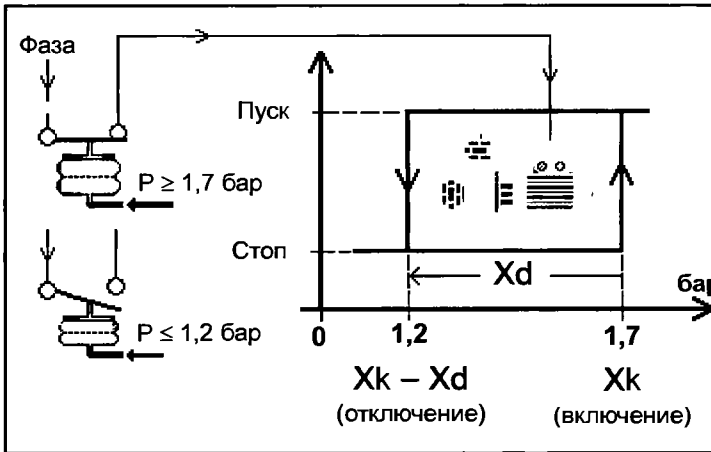


Рис. 91.14.

Для данных реле давления считается, что дифференциал в 0,5 бар будет достаточным для нормальной работы насоса: следовательно, насос должен включаться при давлении на входе 1,7 бар.

Таким образом, циклограмму работы насоса можно представить в виде, изображенном на рис. 91.14: реле настроено на значение $X_k = 1,7$ бар и $X_d = 0,5$ бар.

В результате насос запустится при давлении на входе 1,7 бар и остановится при давлении 1,2 бар.

91.3. УПРАЖНЕНИЕ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ НАСТРОЙКИ

Реле давления настроено как описано выше. Механик вводит установку в эксплуатацию. Насос, так же, как и компрессор, запускается (температура воды около 20°C). Все работает вполне нормально. Однако спустя примерно час, несмотря на то, что температура воды на выходе из испарителя еще не достигла заданного значения 6°C (температура, при которой датчик температуры должен остановить компрессор), насос останавливается, после чего выключается компрессор. Затем оба агрегата на несколько минут запускаются, потом вновь останавливаются, и так далее...

Объясните причину “циклирования” агрегатов.

Чтобы помочь вам в ответе на этот вопрос, подскажем, что нарушение нормальной работы установки связано с предохранительным реле давления воды в контуре. Если вы все еще не поняли, посмотрите график на рис. 91.8.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

Почему установка работает в режиме “циклирования”? При температуре воды 20°C насос подачи воды и компрессор запускаются. Следовательно, температура воды начинает падать. Однако, хотя температура воды на выходе из испарителя не снизилась до 6°C, предохранительное реле давления “нехватка воды” останавливает насос.

- ▶ **Первый вывод.** При температуре воды 20°C реле давления даст разрешение на запуск насоса. Следовательно, давление воды в контуре не ниже 1,7 бар.
- ▶ **Второй вывод.** Если реле давления останавливает насос, хотя температура воды не достигла 6°C, значит в этот момент давление в контуре воды упало ниже 1,2 бар.

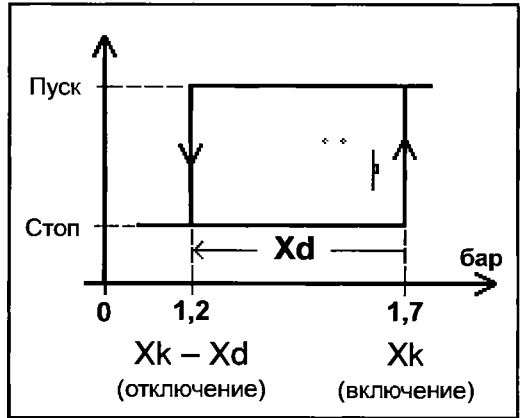


Рис. 91.15.

Так как работа компрессора зависит от работы насоса (см. рис. 82.10), компрессор тоже останавливается. В результате температура воды начинает расти и по истечении нескольких минут реле давления вновь разрешает работу насоса, а следовательно, и компрессора.

- ▶ **Третий вывод.** Мы знаем, что давление в гидравлическом контуре меняется в зависимости от температуры воды. Когда падает температура, соответственно падает и давление.

Таким образом очевидно, что дефект обусловлен плохой настройкой реле давления (см. рис. 91.15). Когда температура воды начинает снижаться, давление в ее контуре доходит до величины 1,2 бар (что и приводит к срабатыванию реле и остановке насоса) ПРЕЖДЕ, ЧЕМ температура воды окажется достаточно низкой (в нашем случае 6°C), чтобы датчик температуры воды на выходе из испарителя выдал команду на остановку компрессора (насос при этом безусловно должен продолжать работу).

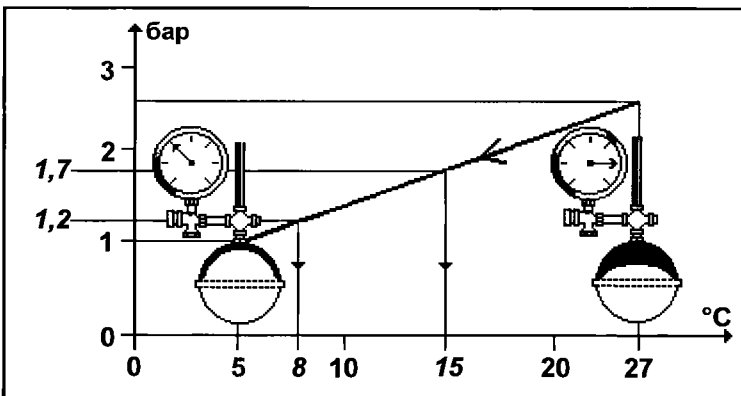


Рис. 91.16.

Теперь посмотрим на рис. 91.16. Этот график связывает изменение давления воды в контуре с изменениями температуры. Он подобен тому, который мы уже обсуждали (см. рис. 91.8).

Давление в контуре равно 1,7 бар при температуре воды около 15°C (запускается и насос и компрессор). Однако, когда температура понизится всего до 8°C, давление упадет до 1,2 бар (что приведет к срабатыванию реле давления, остановке насоса, а следовательно, и компрессора).

Теперь, когда мы знаем, почему реле давления приводит к режиму циклирования, как по-вашему, какой должна быть настройка этого реле?

Прежде чем читать дальше, подумайте...

В случае нехватки воды в контуре (неважно, по какой причине), если давление, измеряемое на уровне расширительного бачка, равно 0,5 бар, то давление на уровне воздухоохладителя, расположенного на 5 м выше (см. рис. 91.17), будет около 0 бар (для любителей точности сделаем оговорку: величина этого давления при работе установки зависит от потерь давлений в контуре, однако мы сознательно будем считать их для этой небольшой установки пренебрежимо малыми).

Давление 0 бар в верхней точке контура является предельно допустимым минимумом, ниже которого появляется реальная опасность попадания в контур воздуха. Следовательно, именно при этом давлении (или чуть-чуть более высоком) нужно выключать насос. В этот момент реле давления, установленное на 5 м ниже, будет фиксировать давление 0,5 бар.

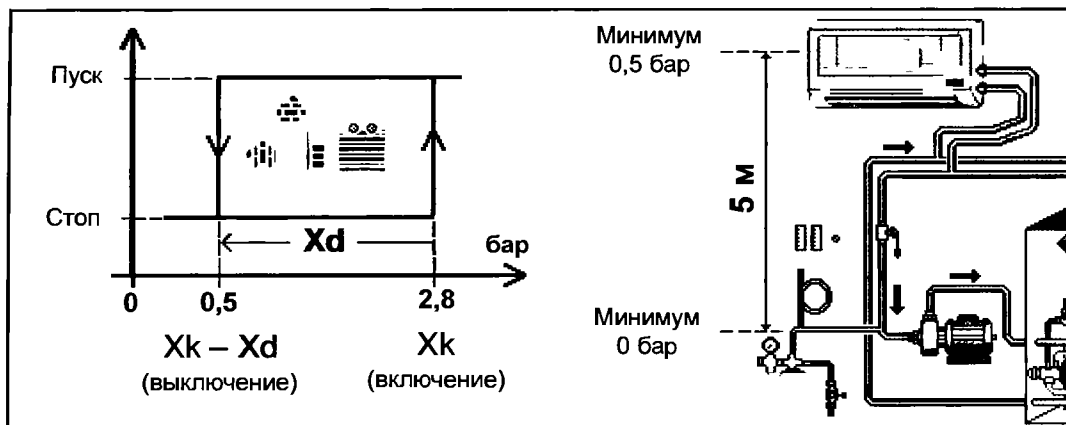


Рис. 91.17.

В любом случае, то ли гидравлический контур негерметичен, то ли вода в нем холодная, то ли теплая, если давление на входе в насос падает ниже 0,5 бар, насос должен быть немедленно остановлен.

В данном случае, чтобы решить, при каком давлении будет запускаться насос, построим график (см. рис. 91.18).

При достижении температурой значения 6°C, если в контуре мало воды и давление не выше 0,5 бар, реле давления выключает насос (следовательно, останавливается также и компрессор).

После этого температура воды начинает расти и когда она достигает значения 27°C, давление поднимется примерно до 2 бар (вместо нормального давления 2,5 бар, поскольку в контуре мало воды).

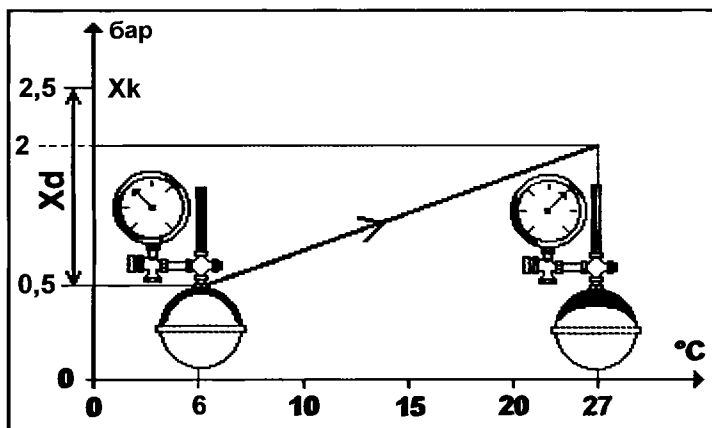


Рис. 91.18.

Таким образом, выбрав в качестве значения давления, приводящего к включению насоса, величину 2,5 бар, мы тем самым не допустим запуска установки без ручного вмешательства: не забывайте – если сработало реле давления, значит у вашей установки появились серьезные проблемы.

С такой настройкой ваша установка будет надежно защищена от опасностей, обусловленных нехваткой воды, и любая возможность режима "циклирования" будет предотвращена.

91.4. СДАЧА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ И КОНТРОЛЬ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Итак, нам предстоит сдать в эксплуатацию установку, которую мы ранее уже рассмотрели (см. рис. 91.1). Единственным отличием установки на рис. 91.19 от установки на рис. 91.1 является то, что в установке на рис. 91.19 мы заменили коаксиальный испаритель на пластинчатый паяный, то есть такую конструкцию, которая в последнее время находит все более и более широкое применение в современном одорудовании. Разумеется, гидравлический контур мы прочистили и продули, как положено (как это делать, см. в разделе 80.2).

А) ЗАПУСК КОМПРЕССОРА ПРИ МИНИМАЛЬНОЙ НАРУЖНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

При температуре наружного воздуха 32°C температура воды в контуре равна 30°C. Ниже вы найдете данные о параметрах установки при вводе ее в эксплуатацию для указанных выше температурных условий (см. рис. 91.19).

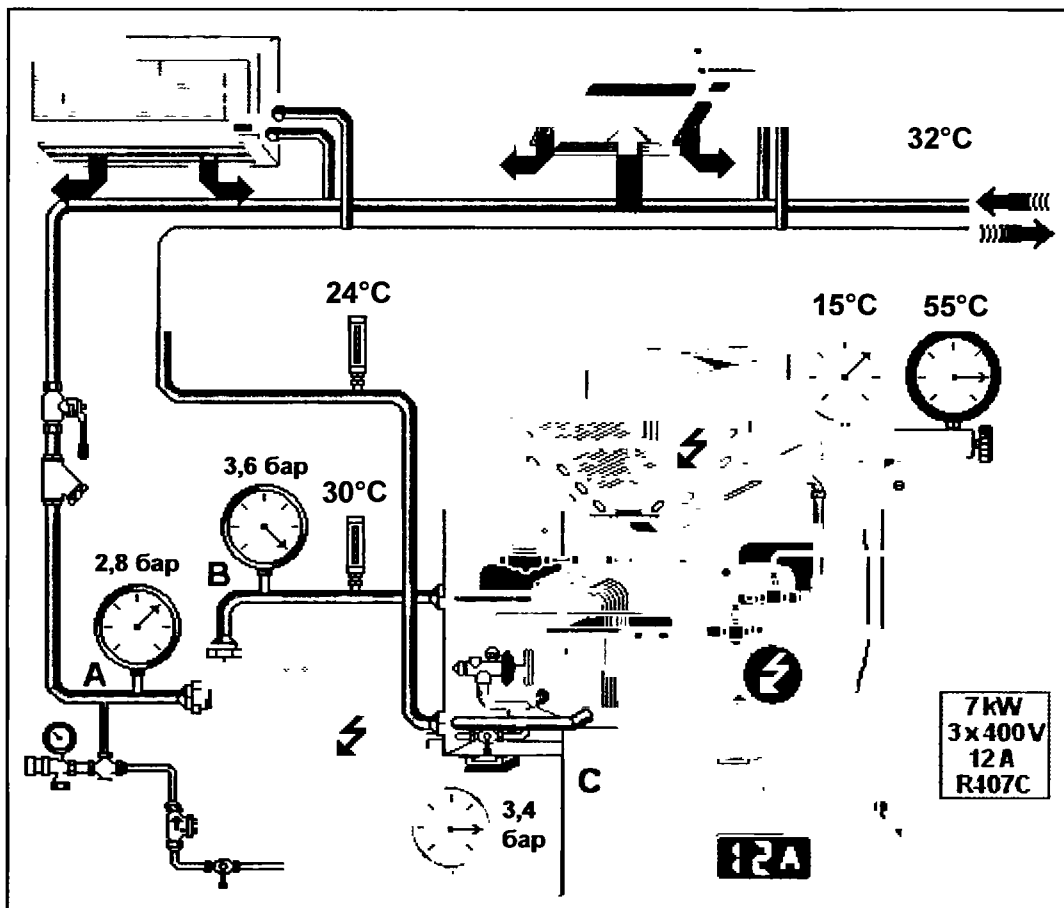


Рис. 91.19.

Прежде чем читать дальше, попробуйте ответить, считаете ли вы нормальными значения параметров установки, приведенные на рис. 91.19?

Анализ параметров работы установки на запуске

Параметры гидравлического контура (см. рис. 91.20). Давление на входе в насос равно 2,8 бар или 28 м вод. ст. Такое давление может показаться слегка завышенным (поскольку предохранительный клапан настроен на 3 бара), однако температура воды слишком высока (30°C). Этот параметр будет отслеживать изменение температуры воды по мере ее падения.

Насос работает, обеспечивая напор (давление в точке В минус давление в точке А) $H_{нас} = P_B - P_A = 3,6 - 2,8 = 0,8$ бар или 8 м вод. ст. Напомним, что напор насоса должен быть равен гидравлическому сопротивлению контура (см. раздел 76).

Гидравлическое сопротивление испарителя $\Delta P_{исп} = P_B - P_C = 3,6 - 3,4 = 0,2$ бар (или 2 м вод. ст.), что доказывает наличие определенного расхода воды через испаритель.

Если разность уровней между верхней точкой гидравлического контура и расширительным бачком составляет 5 м, то можно утверждать, что минимальное давление в верхней точке гидравлического контура составляет 23 м вод. ст. (следовательно, нет никаких оснований опасаться попадания воздуха в гидравлический контур).

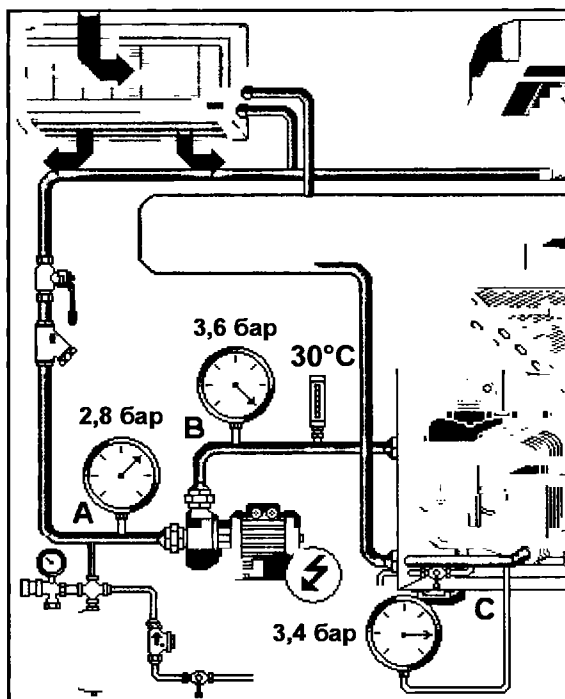


Рис. 91.20.

Параметры холодильного контура (рис. 91.21). Вода входит в испаритель с температурой 30°C, то есть с очень высокой температурой, что объясняет высокое значение температуры кипения хладагента в испарителе (15°C).

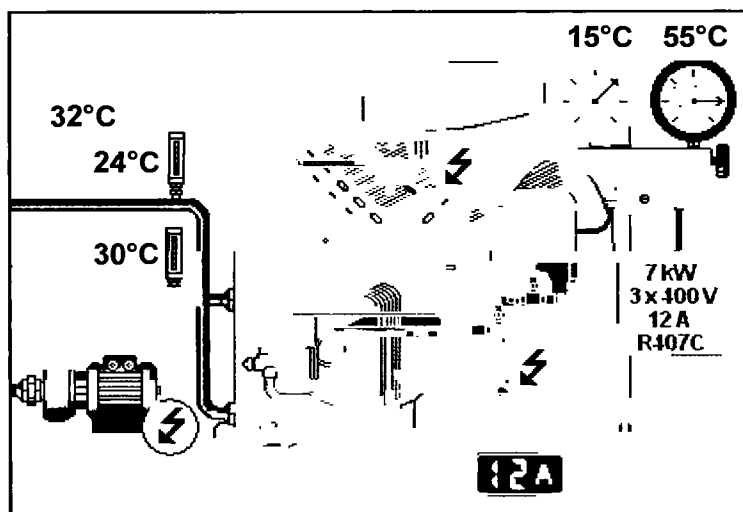


Рис. 91.21.

Мы уже обсуждали проблемы запуска компрессора, которые могут быть обусловлены повышенным давлением кипения. Впрочем, сила тока, потребляемого компрессором, составляет 12 А (что соответствует максимальному значению, допускаемому производителем).

Очевидно, что ТРВ имеет заправку МОР (преимущества ТРВ с заправкой МОР и условия использования таких ТРВ см. в разделе 47).

В этих экстремальных условиях компрессор обеспечивает максимальную холодопроизводительность (как мы убедились в разделе 9, чем выше НД (или температура кипения t_0), тем, при прочих равных условиях, выше холодопроизводительность). Перепад температур по воде на испарителе составляет $\Delta t_i = 30^\circ\text{C} - 24^\circ\text{C} = 6\text{ K}$.

Потребляемая электрическая мощность так же, как и холодопроизводительность, тоже максимальна. Это объясняется тем, что при температуре наружного воздуха 32°C температура конденсации составляет 55°C (то есть температурный напор на конденсаторе Δt_k очень высок и составляет $55^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C} = 23\text{ K}$).

Но повода для беспокойства нет. Высокие значения давлений (как в гидравлическом контуре, так и в контуре хладагента) вполне объясняются экстремальными условиями сдачи установки в эксплуатацию. Тем не менее, не следует терять бдительности. Внимательно отслеживайте изменения параметров установки по мере снижения температуры.



Во избежание проблем с запуском установки при максимальной тепловой нагрузке иногда используют систему управления, которая снижает холодопроизводительность до тех пор, пока температура воды в гидравлическом контуре остается выше, например, 15°C .

Анализ параметров работы установки в номинальных условиях

Компрессор работает и температура охлаждаемой воды на входе в испаритель понизилась до 12°C .

Параметры гидравлического контура (см. рис. 91.22). Давление в расширительном бачке (точка А) заметно снизилось: с 2,8 бар (вода при 30°C) до 1 бара (вода при 12°C).

Теперь мы знаем, что такое давление вполне нормально. Если верхняя точка гидравлического контура находится на высоте 5 м от уровня расширительного бачка, то давление в этой точке все равно остается выше атмосферного давления, что очень верно.

Напор насоса $N_{\text{нас}} = P_B - P_A = 1,8 - 1,0 = 0,8\text{ бар}$ или 8 м вод. ст., то есть не изменился.

Точно также не изменилось и гидравлическое сопротивление испарителя $\Delta P_{\text{исп}} = P_B - P_C = 1,8 - 1,6 = 0,2\text{ бар}$ или 2 м вод. ст.

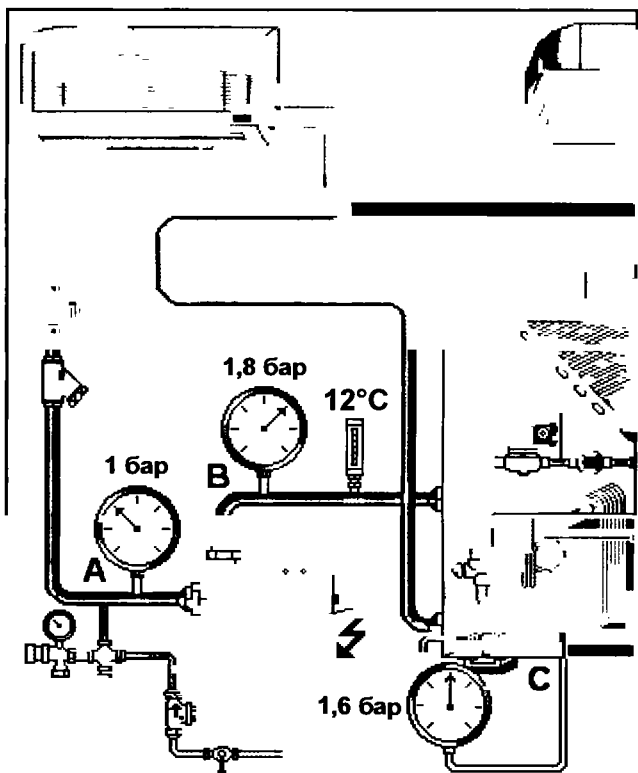


Рис. 91.22.



Снижение температуры воды привело к падению всех значений давления в гидравлическом контуре, однако разности давлений остались неизменными.

Параметры холодильного контура (см. рис. 91.23). Температура воды понижается, что говорит о нормальной работе компрессора, который “вырабатывает холод”.

Перепад температур по воде на испарителе (разность между температурой воды на входе в испаритель и выходе из него) Δt_i около 5 К. Это указывает на то, что расход воды через испаритель также нормальный.

Примечание. Большинство разработчиков небольших паяных пластинчатых испарителей для производства ледяной воды рекомендуют в качестве номинального принимать перепад температур по воде около 5 К (при минимальном значении 3 К и максимальном 8 К).

Наша установка работает на хладагенте R407C, имеющем значительный температурный глайд (подробно характеристики этого хладагента изучаются в разделе 102.2).

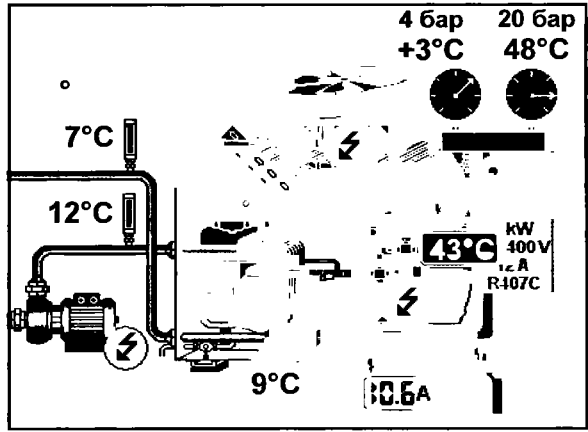


Рис. 91.23.

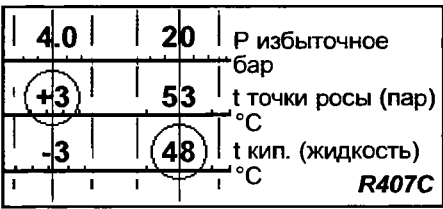


Рис. 91.24.

Низкое давление 4 бара (НД) соответствует температуре точки росы +3°C. Высокое давление (ВД) 20 бар соответствует температуре кипения 48°C (см. рис. 91.24).

Низкое давление НД (давление кипения) меняется в том же направлении, в котором меняется температура охлаждаемой воды на входе в испаритель, однако температурный напор на входе в испаритель Δt_i остается постоянным (см. раздел 83.1). Для данного типа водоохлаждающих машин температурный напор на ис-

парителе Δt_i находится в диапазоне от 8 до 10 К. Согласно показаниям датчиков (см. рис. 91.23) при температуре воды на входе в испаритель 12°C температура конца кипения равна +3°C (определяется по шкале температуры точки росы на рис. 91.24). Следовательно температурный напор $\Delta t_i = 12°C - 3°C = 9$ К, что представляется вполне нормальным.

Высокое давление ВД (давление конденсации) меняется в том же направлении, в котором меняется температура наружного воздуха на входе в конденсатор, однако температурный напор на входе в конденсатор Δt_k остается постоянным (см. раздел 2.1). Температурный напор на входе в конденсатор для большинства конденсаторов воздушного охлаждения должен находиться в диапазоне от 15 до 20 К. Согласно показаниям датчиков (см. рис. 91.23) при температуре воздуха на входе в конденсатор 32°C температура конца конденсации равна 48°C (определяется по шкале температуры начала кипения жидкости на рис. 91.24). Следовательно температурный напор на конденсаторе $\Delta t_k = 48°C - 32°C = 16$ К, что также нормально.

Перегрев пара на выходе из испарителя (см. раздел 3.2) в точке, где стоит термобаллон ТРВ, как правило, должен составлять от 5 до 8 К. В данном случае перегрев равен $9°C - 3°C = 6$ К, что также вполне нормально.

Переохлаждение жидкого хладагента на выходе из конденсатора (см. раздел 2.2), как правило, должно составлять от 4 до 7 К*. Здесь оно равно $48°C - 43°C = 5$ К, что вполне нормально.

Потребляемый компрессором ток снизился с 12 до 10,6 А, что очень логично (см. раздел 10).

Таким образом, мы можем сделать вывод о том, что данная установка работает вполне нормально. Позднее мы вернемся к анализу рабочих параметров этой установки, рассматривая наиболее типичные неисправности и изменение параметров установки при появлении тех или иных неисправностей.

* Рекомендуемые значения переохлаждения и перегрева, приведенные в настоящем разделе, несколько отличаются от тех, которые используются в отечественной практике. Рекомендуемые значения переохлаждения и перегрева по данным российских специалистов должны находиться в диапазонах от 3 до 6 К и от 4 до 7 К соответственно (прим. ред.).

91.5. АНАЛИЗ РАБОТЫ УСТАНОВКИ ПРИ НЕХВАТКЕ ВОДЫ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ КОНТУРЕ

А) Пониженный расход воды: общие положения

Последствия пониженного расхода воды через испаритель уже упоминались нами в *разделе 85*.

Теперь мы дополним эту информацию, рассматривая небольшую водоохлаждающую машину, о вводе которой в эксплуатацию мы рассказали в *разделе 91.4*.

Если в нашем распоряжении имеется напорная характеристика установленного в контуре насоса, то измерив напор насоса H легко найти расход (см. *рис. 91.25*).

В нашем примере при напоре 0,8 бар (то есть 8 м вод. ст.) расход воды составляет около 3 м³/ч.

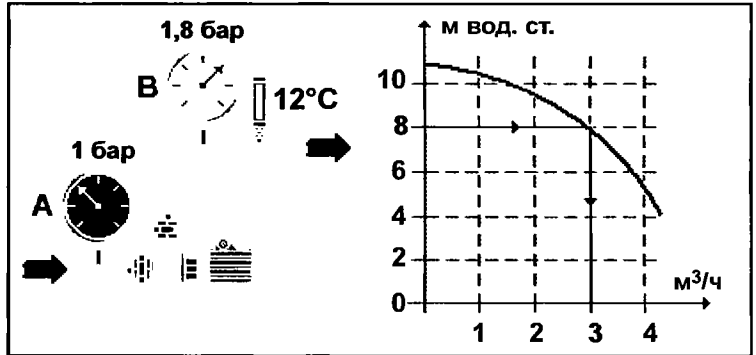


Рис. 91.25.



При перепаде температур по воде на испарителе $\Delta t_w = 5$ К холодопроизводительность составит около $3 \times 1,16 \times 5 = 17,4$ кВт (этот метод расчета был объяснен нами в *разделе 86*).

Напомним, что данная холодопроизводительность соответствует примерно $17,4 / 3,5 = 5$ тоннам холода в системе единиц США (см. *раздел 8.1*). Надпись на корпусе (см. *рис. 91.26*) применяемого в установке ТРВ свидетельствует о том, что ТРВ выбран правильно (хладагент R407С, 5 тонн холода США, температура точки МОР +15°C).



Рис. 91.26.

УПРАЖНЕНИЕ 1

Сейчас мы рассмотрим ряд неисправностей, которые могут привести к понижению расхода воды в гидравлическом контуре. **В настоящий момент** мы будем довольствоваться тем, чтобы проанализировать последствия этого типа аномалии для нашей небольшой водоохлаждающей машины (параметры этой машины при нормальной работе показаны на *рис. 91.22* и *91.23*).

Допустим, что потери давления в гидравлическом контуре выросли, например, с 8 м вод. ст. до 10 м вод. ст.

Как изменятся давления в точках А, В и С контура (*гидравлическая схема контура приведена на рис. 91.22*)?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

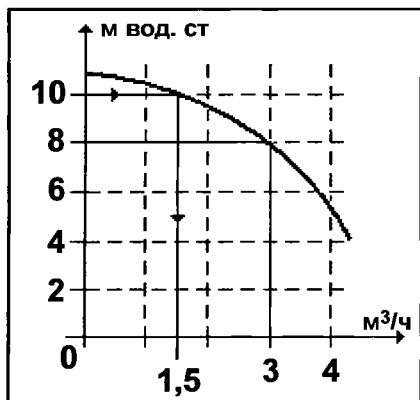


Рис. 91.27.

Для гидравлического контура рост потерь давления в нем независимо от причин (некоторые из них вы уже знаете, о других узнаете несколько позднее) приводит к снижению расхода воды по контуру.

Напорная характеристика насоса (см. рис. 91.27) показывает нам, что при росте потерь давления в контуре с 8 до 10 м вод. ст. расход воды в контуре падает с 3 до 1,5 м³/ч.

На рис. 91.28 серым цветом показаны численные значения параметров установки при нормальном расходе.

Допуская, что температура воды теперь выросла до 13°C, давление в точке А, то есть на входе в насос и в расширительном баке осталось примерно тем же – около 1 бара.

Напор насоса, выросший до 10 м вод. ст. (то есть 1 бара), приводит к тому, что давление на выходе из насоса в точке В становится равным 2 барам.

С другой стороны, мы знаем, что при расходе 3 м³/ч потери давления в испарителе составляют 2 м вод. ст.

В разделе 75.5 мы видели, что потери давления пропорциональны квадрату расхода. Поскольку расход через испаритель упал в 2 раза, значит потери давления на испарителе снизятся в 4 раза (то есть 2 м вод. ст. / 4 = 0,5 м вод. ст. или 0,05 бар). Следовательно манометр, установленный на выходе из испарителя в точке С, будет показывать давление $2 - 0,05 = 1,95$ бар.

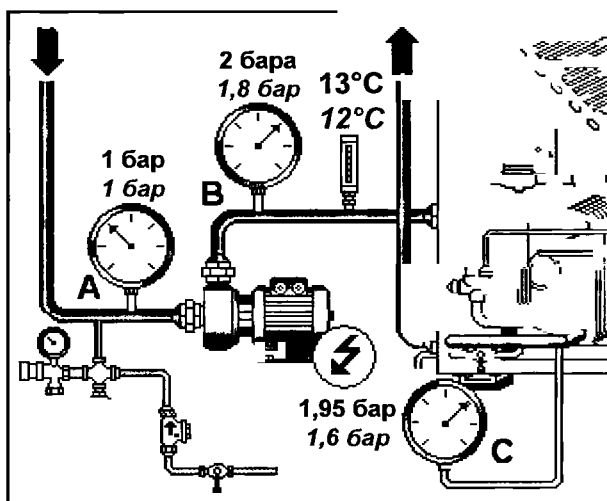


Рис. 91.28.

УПРАЖНЕНИЕ 2

Теперь мы знаем, что падение расхода в гидравлическом контуре приводит к изменению давлений в контуре.

В свое время (см. раздел 20.1) мы довольно подробно обсуждали симптомы и причины неисправности “слишком слабый испаритель” применительно к испарителю, предназначенному для непосредственного охлаждения воздуха. Теперь же попробуйте ответить на вопрос, к каким последствиям приведет падение расхода воды через испаритель для параметров *холодильного контура* нашей небольшой водоохлаждающей машины (как изменятся НД, холодопроизводительность, перепад температур по воде на испарителе $\Delta t_{и}$, ток, потребляемый компрессором, перегрев и переохлаждение)?

Решение на следующей странице...

Переохлаждение при нормальной работе составляло 5 К. Поскольку количество жидкого хладагента в испарителе уменьшилось*, его стало больше в конденсаторе, и переохлаждение будет иметь тенденцию к небольшому возрастанию, однако очень незначительному.

УПРАЖНЕНИЕ 3

Что произойдет, если потребность в холоде снизится, например, в ночное время?

Прежде, чем читать дальше, подумайте...

Решение упражнения 3

Датчик температуры воды на входе в испаритель (*поз. 1* на рис. 91.30) предназначен для выдачи команды на выключение компрессора, если температура воды на входе в испаритель достигает значения 11°C. При нормальном расходе воды через испаритель перепад температур по воде $\Delta t_i = 5$ К, значит температура ледяной воды на выходе из испарителя составляет $11^\circ\text{C} - 5\text{ К} = 6^\circ\text{C}$.

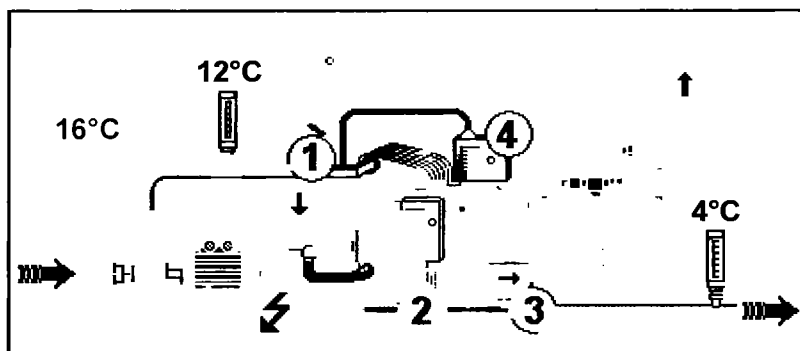


Рис. 91.30.

Датчик температуры ледяной воды на выходе из испарителя (*поз. 2*) предназначен для защиты испарителя от размораживания (замерзания воды в испарителе). Он настроен на выдачу команды выключения компрессора при температуре воды на выходе из испарителя около 4°C.

Днем, из-за того, что понижение расхода привело к падению холодопроизводительности, температура воды, которая возвращается из воздухоохладителей, остается достаточно высокой и компрессор работает непрерывно. Однако, когда потребность в холоде падает, например, в ночное время (допустим, что наружная температура снизилась до 16°C), температура воды, приходящей в испаритель, тоже начинает снижаться. Когда температура снизится до 12°C, компрессор должен продолжать работу, поскольку датчик *поз. 1* настроен на 11°C. Однако при температуре воды на входе в испаритель равной 12°C при перепаде $\Delta t_i = 8$ К температура воды на выходе из испарителя окажется равной $12^\circ\text{C} - 8\text{ К} = 4^\circ\text{C}$ и компрессор выключится по команде датчика *поз. 2*, защищающего испаритель от замерзания в нем воды.

Мы будем настаивать на том, что при падении расхода воды перечисленные выше средства измерений и контроля работы установки имеют первоочередное значение. В нашей установке есть два устройства, которые немедленно остановят компрессор, если расход воды упадет ниже критического уровня: это сигнализатор расхода (*поз. 3* на рис. 91.29) и дифференциальный датчик перепада давления на испарителе (*поз. 4*).

Примечание. Помните, что корпус сигнализатора расхода установлен на трубопроводе ледяной воды на выходе из испарителя, поэтому температура корпуса будет низкой. Внутри клеммной коробки датчика возможно образование конденсата. Если клеммная коробка и исполнительный механизм датчика не смазаны, появляется опасность их коррозии. Сигнализатор расхода может потерять чувствительность и даже оказаться заблокированным. Такая опасность будет значительно снижена, если вместе с сигнализатором расхода (или вместо него) установить дифференциальный датчик перепада давления по воде на испарителе (*поз. 4*). Оба этих прибора подробно описаны в разделе 85.

* Здесь автор не совсем прав. Количество жидкого хладагента в испарителе не только не уменьшилось, но даже несколько возросло. Из-за этого и упал перегрев. Однако из-за того, что упало ВД, процесс конденсации в конденсаторе замедлился и переохлаждение, несмотря на то, что конденсатор для этого режима оказался как бы переразмеренным, может упасть (*прим. ред.*).

Б) Последствия падения расхода воды для воздухоохладителей

Когда падает расход воды, ее температура на выходе из испарителя также снижается. Поэтому можно подумать, что если температура воды на входе в воздухоохладители снижается, то холодопроизводительность испарителей будет расти. Такое предположение абсолютно ошибочное: действительно, чем ниже температура воды на входе в воздухоохладители, тем выше располагаемая холодопроизводительность, **но только при одном неизменном условии, что расход воды остается неизменным!**



Если расход воды через воздухоохладители падает, их холодопроизводительность неизбежно уменьшается.

Чтобы понять, почему так происходит, давайте представим, что вы пытаетесь обогреть комнату с помощью пламени газовой горелки или лампы накаливания! Температура пламени или нити накаливания около 2000°C . Однако этот способ обогрева крайне неэффективен! Гораздо лучше вы обогреете свой дом, если поставите в комнатах отопительные батареи, в которых будет циркулировать вода с температурой около 60°C (см. рис. 91.31). Это происходит потому, что и площадь поверхности отопительных батарей, и расход воды в них достаточно велик. Значительный расход воды через радиаторы с большой поверхностью теплообмена гораздо более эффективен для обогрева помещения, чем очень малый расход газа, сжигаемого даже при очень высокой температуре 2000°C .

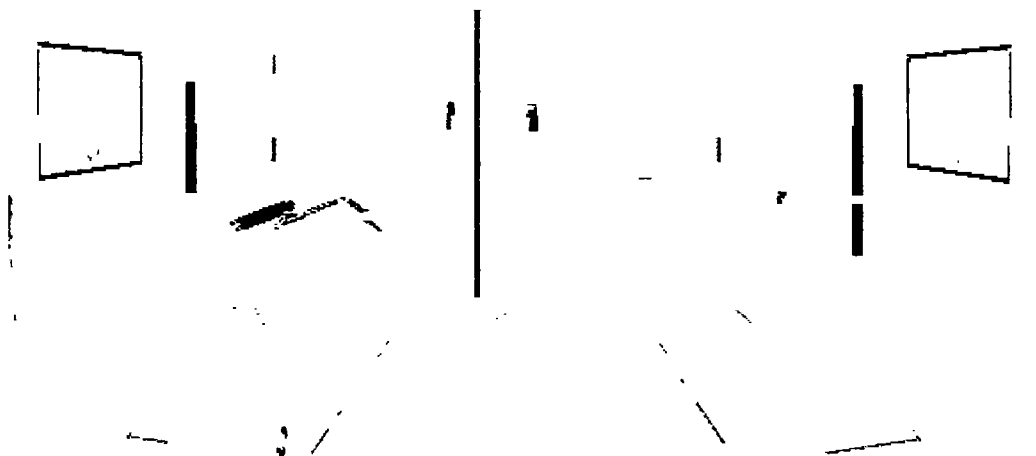


Рис. 91.31.

Батареи воздухоохладителей имеют большую поверхность теплообмена благодаря значительному количеству ребер с очень малым шагом оребрения, что делает эти батареи весьма высокопроизводительными. Эти батареи защищаются воздушными фильтрами, предотвращающими загрязнение ребер пылью и грязью. Однако фильтры требуют регулярной очистки, чтобы батареи не загрязнялись и не теряли своей эффективности.

Таким образом, для нормальной работы установок центрального кондиционирования одним из главных условий являются поддержание требуемого расхода воды, заданных параметров водоохлаждающей машины и чистоты батарей воздухоохладителей.

92. РЕМОНТ: НЕ ЗАПУСКАЕТСЯ НАСОС

А) Не срабатывает пускатель насоса

Прежде, чем анализировать причины, по которым падает расход воды в гидравлическом контуре, представляется полезным рассмотреть наиболее очевидную неисправность: не срабатывает пускатель насоса.

Электросхема большинства насосов довольно проста. На небольших насосах с однофазным приводным электродвигателем иногда отсутствуют даже пускатели: двигатель запускается с помощью обычного пускового конденсатора (схема PSC, см раздел 53).

Для больших насосов используются двигатели трехфазного тока и применение пускателя становится необходимым. На принципиальной схеме (см. рис. 92.1) мы видим контакт сигнализатора расхода воды (мы рассматривали его в разделе 91.2), кнопку “пуск-стоп”, предохранитель (тепловое реле) и, наконец, катушку пускателя “Насос ледяной воды” (PEG).

Если пускатель не срабатывает, то дефект обнаруживается относительно легко и быстро (см. раздел 54). Остается только определить, почему сработало то или иное предохранительное устройство, устранить неисправность и постараться сделать так, чтобы дефект больше не повторился.

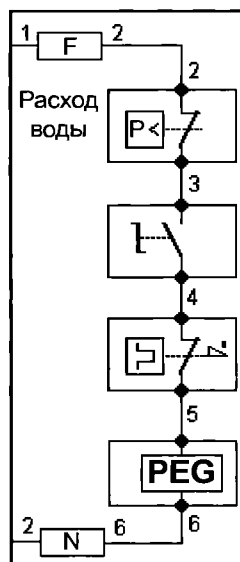


Рис. 92.1.

Б) Пускатель замкнулся, насос “гудит”, но не запускается

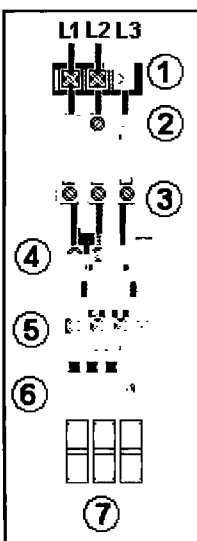


Рис. 92.2.

Пускатель двигателя трехфазного тока сработал. Двигатель начинает “гудеть”, но не вращается. Здесь может быть несколько причин: либо заклинило насос, либо проблема в самом двигателе, либо пропало напряжение на одной из фаз в электросети. В последнем случае предохранитель (реле тепловой защиты) очень быстро отключает напряжение, иначе у двигателя появляется высокая вероятность “отдать богу душу”.

Для того, чтобы обнаружить обрыв фазы или так называемый “перекося фаз”, нажмите кнопку “Стоп” и проверьте напряжение по каждой из фаз на входных клеммах (поз. 1 на рис. 92.2). Никогда не проверяйте напряжение на каждой из фаз по отношению к нейтральному проводу (если две фазы одинаковы, то вы ничего не сможете выявить!). Проверьте напряжение между фазами L1-L2, L1-L3 и L2-L3. Все напряжения должны иметь одну и ту же величину. В противном случае причина неисправности заключена в источнике питания.

Если напряжения всех трех фаз в норме, проверьте их наличие на входе в коробку предохранителей (поз. 2). Если здесь напряжение на какой-либо фазе отсутствует, значит либо оборван провод, либо некачественно выполнено подключение. Точно так же проверьте напряжение на выходе из коробки предохранителей (поз. 3). Здесь проблема может быть либо в перегорании плавкого предохранителя, либо в неисправности разъединителя (плохой контакт). Эти неисправности подробно рассмотрены в разделе 55.

Наконец, проверьте наличие напряжения на входе в пускатель (поз. 4). Здесь то же самое: либо обрыв провода, либо плохо зажаты клеммы.



Если на входе в пускатель (поз. 4) напряжение в норме, необходимо перед началом дальнейших проверок отключить обмотку двигателя от клемм поз. 7 на выходе из пускателя.

Примечание. Некоторые небольшие однофазные двигатели оснащаются встроенной тепловой защитой (реле типа “klixon” – “кликсон”), которая отключает двигатель от сети при повышении температуры обмотки до предельно допустимого значения.

В этот момент потребляемый двигателем ток равен нулю, хотя напряжение питания на его клеммах присутствует, а корпус двигателя на ощупь горячий. Снимите питание с двигателя (обмотка вскоре остынет) и проверьте легкость вращения вала (см. рис. 92.4).

Г) Механические неисправности

В зависимости от конструкции насоса (см. раздел 90) свободному (легкому) вращению вала могут препятствовать самые различные многочисленные механические неисправности.

Грязная вода с агрессивными примесями или накипью приводит к тому, что в насосе с “затопленным” ротором двигателя накипь, грязь или другие примеси забивают пространство между ротором и статором и ротор насоса “заклинивает”. Кроме того, эта грязь может привести к заклиниванию подшипников или уплотнительных сальников. Крыльчатка может быть заклинена инородным телом (тряпка, забытая в трубопроводе при монтаже, отложения накипи или грязи и т.д.).

Следовательно, прежде всего следует удостовериться в том, что ось двигателя свободно проворачивается вручную без всяких усилий.

- ▶ На насосных агрегатах с соединительной муфтой (поз. 1 на рис. 92.4) удостовериться в свободном вращении вала очень легко. Отключите питание двигателя, обхватите втулку муфты руками и попробуйте вручную провернуть вал. В этом случае вы сможете также удостовериться в отсутствии чрезмерного люфта (биения) муфты, оценить степень ее износа и проверить жесткость сцепления. Проверьте также уровень масла (поз. А). Если есть необходимость в доливе масла, используйте только ту марку, которая рекомендована производителем насоса.

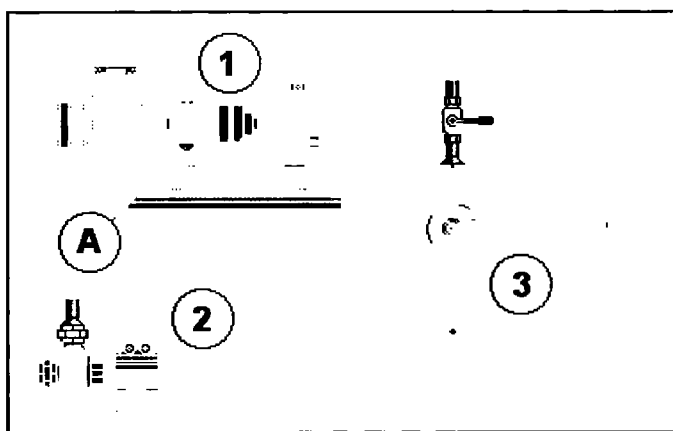


Рис. 92.4.

- ▶ Для насоса с “сухим” ротором (поз. 2 на рис. 92.4) снимите с двигателя напряжение питания и используйте отвертку или другой инструмент, подходящий для того, чтобы провернуть ось двигателя (монетку, шестигранник и т.д.) и проверить легкость вращения.
- ▶ Некоторые модели с “затопленным” ротором двигателя (поз. 3 на рис. 92.4) снабжены завинчивающейся пробкой с пластинчатым хвостовиком (которая иногда служит как сливной кран), установленной на конце вала.

На других моделях требуется снять смотровое стекло, чтобы добраться до хвостовика. Как правило, при снятии смотрового стекла насос не теряет герметичности.



Вместе с тем, автор рекомендует перед снятием смотрового стекла закрыть все запорные вентили на насосе: это позволит вам избежать различного рода неожиданностей.

Заклинивание главным образом происходит после длительной стоянки насоса. Чаще всего устранить заклинивание удастся используя один из способов, описанных выше. В противном случае вам придется закрыть запорные вентили (лишь бы они были герметичными), а потом разобрать насосный агрегат, чтобы добраться до крыльчатки и проверить ее вместе с осью.

Далее, после запуска насоса нужно будет обязательно убедиться в том, что сила тока, потребляемого двигателем, не превышает величины, указанной на шильдике двигателя (см. рис. 92.5).

В примере на рис. 92.5 на двигатель подано напряжение 380 В, при котором номинальное значение потребляемой двигателем силы тока ни в коем случае не должно быть выше указанной величины. Кроме того, предохранитель также должен быть настроен на максимальное значение силы тока 1 А (см. раздел 55).

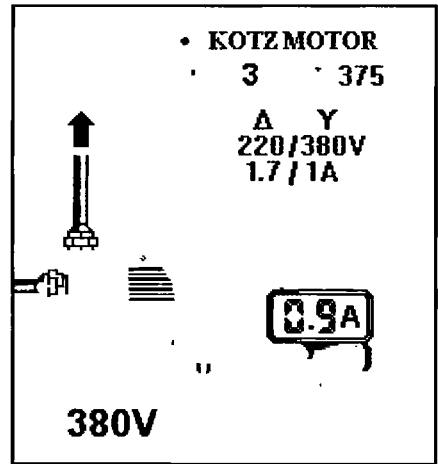


Рис. 92.5.

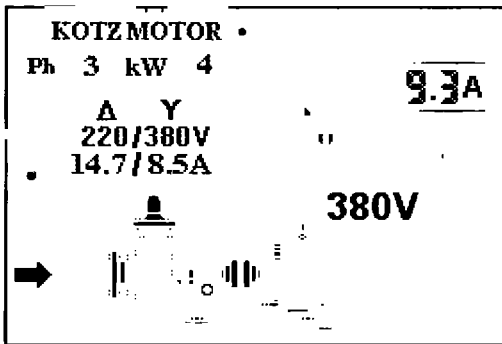


Рис. 92.6.

В насосных агрегатах с соединительной муфтой (см. рис. 92.6) превышение номинального значения потребляемой силы тока может быть обусловлено чрезмерной затяжкой сальникового уплотнения (см. раздел 90).



После замены уплотнительного шнура или в процессе постепенной затяжки сальника всегда проверяйте величину потребляемой силы тока, не допуская превышения значения, указанного на шильдике двигателя.

При нормальной работе насоса сила тока, потребляемого двигателем, главным образом зависит от величины расхода воды по контуру. Номинальная сила тока, указанная на шильдике двигателя, достигается крайне редко, за исключением тех случаев, когда значения температуры и давления воды в контуре приближаются к экстремальным.



Никогда не настраивайте предохранители на величину силы тока, превышающую значение, указанное на шильдике двигателя.

Это правило справедливо для всех потребителей электроэнергии (двигатели насосов, вентиляторов, компрессоров и т. д.).

93. ПОНИЖЕННЫЙ РАСХОД ВОДЫ

93.1. АЛГОРИТМ ПОИСКА ПРИЧИНЫ НЕИСПРАВНОСТИ

- ▶ Конструкция различных насосов была описана нами *в разделе 90*.
- ▶ Контроль параметров гидравлического контура установки в процессе пуско-наладочных работ мы обсудили *в разделе 91.1*.
- ▶ В этом же разделе мы рассмотрели требования к давлению воды в процессе заправки контура.
- ▶ Настройку сигнализатора расхода воды мы обсудили *в разделе 91.2*.
- ▶ Параметры установки по производству ледяной воды, работающей на хладагенте R407C, при экстремальных значениях наружной температуры были изучены нами *в разделе 91.4*. Там же мы рассмотрели поведение этих параметров при номинальных внешних условиях.
- ▶ Поведение параметров установки при пониженном расходе воды в гидравлическом контуре мы анализировали *в разделе 91.5*.
- ▶ *В разделе 92* мы рассмотрели возможные причины, препятствующие нормальной работе насоса.

Теперь рассмотрим возможные неисправности гидравлического контура, которые могут встретиться на таких установках.

Для начала изучим, каким образом следует использовать результаты измерения напора насоса (“сердца” любого гидравлического контура) для диагностики состояния гидравлического контура. Во всех случаях, когда падает расход воды (неважно, по какой причине: гидравлическим проблемам, механическим повреждениям или электрическим неисправностям), работа установки неизбежно заканчивается аварией из-за низкого расхода воды. Нарушения в работе установки обязательно приводят к повышению температуры воздуха в охлаждаемых помещениях и могут вызвать серьезные повреждения холодильной машины по воздействию ледяной воды.

Напомним, что напор насоса H определяется как разность давлений на выходе из насоса и на входе в него.

Напор насоса в некотором роде представляет собой “силу”, необходимую для того, чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление контура движению воды (см. рис. 93.1).

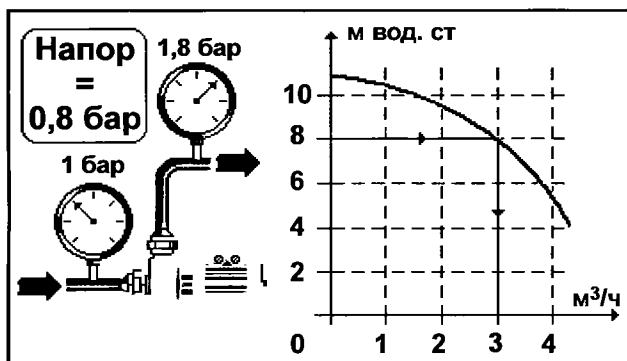


Рис. 93.1.



Повышение перепада температур по воде на испарителе Δt по сравнению с номинальным значением всегда указывает на пониженный расход воды. К несчастью, напор насоса в этом случае может быть и нулевым, и пониженным, и максимальным! Как это происходит?

Поэтому сейчас мы попробуем научить вас делать правильные выводы по результатам измерения напора.

Напомним основные понятия

Когда манометры установлены в соответствии со схемой на рис. 93.2, то можно увидеть, что разность давлений на выходе из насоса и на входе в него составляет $14 - 4 = 10$ м вод. ст. (или 1 бар).

Казалось бы, можно утверждать, что напор насоса равен 10 м вод. ст.

Однако внимание! Манометры установлены на разных уровнях относительно всасывающего патрубка. Манометр R установлен на 1 м выше манометра A.

Следовательно, на самом деле напор насоса $H_{нас} = 14 - (4 - 1) = 11$ м вод. ст.

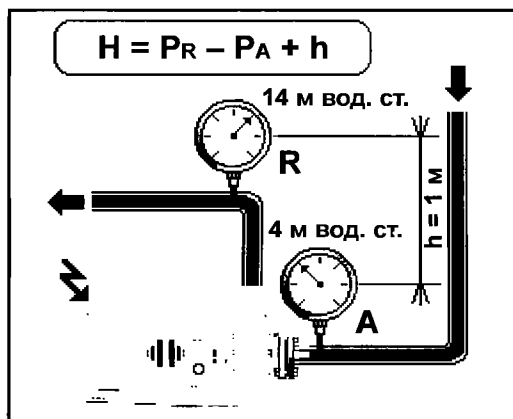


Рис. 93.2.

✘ *Каждый раз, когда вы измеряете разность давлений двумя манометрами, установленными на разной высоте, необходимо обязательно учитывать поправку на разность уровней.*

Примечание. Результаты измерений будут достоверными только в том случае, если они получены с помощью поверенных манометров (в частности, показывающих 0 при атмосферном давлении), а их диапазон измерений соответствует диапазону изменения измеряемых давлений (действительно, измерять давление 1,4 бар манометром с диапазоном измерения 0-2 бара можно гораздо точнее, чем манометром с диапазоном измерения 0-10 бар!)*.

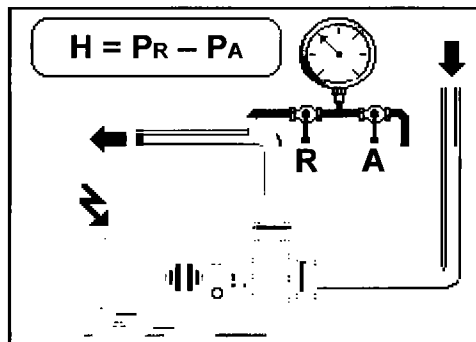


Рис. 93.3.

Намного удобнее для измерения перепада давлений использовать один и тот же манометр, установленный как показано на рис. 93.3: подобный монтаж исключает ошибки, обусловленные как разностью уровней установки, так и неодинаковой погрешностью измерений.

При закрытом вентиле A открывают вентиль R и определяют давление нагнетания P_R .

Затем закрывают вентиль R, открывают вентиль A и определяют давление всасывания P_A .

i *В этом случае напор насоса $H = P_R - P_A$. Такой способ измерений считается наилучшим, если манометр точный, и его диапазон измерений соответствует диапазону изменения измеряемых величин.*

См. упражнение в разделе 93.3 и пояснения к нему.

i *Если вы подозреваете, что ненормальная работа установки обусловлена пониженным расходом воды, проведите анализ поведения параметров установки в соответствии с алгоритмом, приведенным на рис. 93.4.*

* В России поверку измерительных средств, в том числе и манометров, проводят специализированные организации, уполномоченные для выполнения указанного вида работ Федеральным агентством по техническому регулированию и метрологии (Ростехрегулированием) и имеющие соответствующие документы на право проведения проверок измерительной аппаратуры и приборов (прим. ред.).

Алгоритм анализа поведения параметров установки при подозрении на пониженный расход воды.

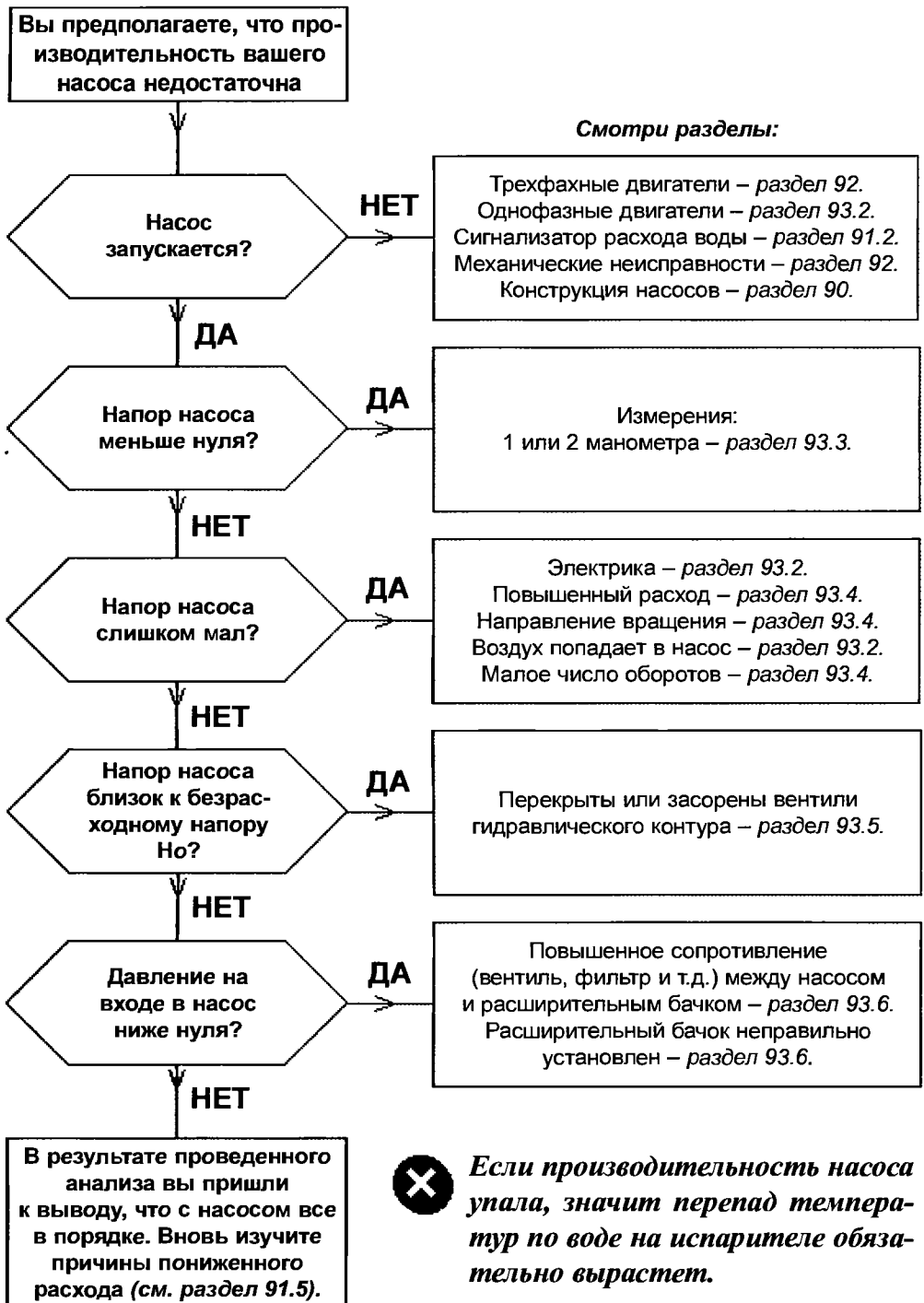


Рис. 93.4.

93.2. НАПОР НАСОСА РАВЕН НУЛЮ

Представим себе, что при сдаче установки в эксплуатацию или в процессе ремонта вы установили манометры согласно схеме, приведенной на рис. 93.5 и обнаружили, что давление в точке А равно давлению в точке В и составляет 2,5 бар. Следовательно, согласно результатам измерений напор насоса равен нулю!

Если манометры поверены и исправны, это позволяет нам утверждать, что **крыльчатка насоса неподвижна** (что было бы понятно, если насос был бы остановлен).

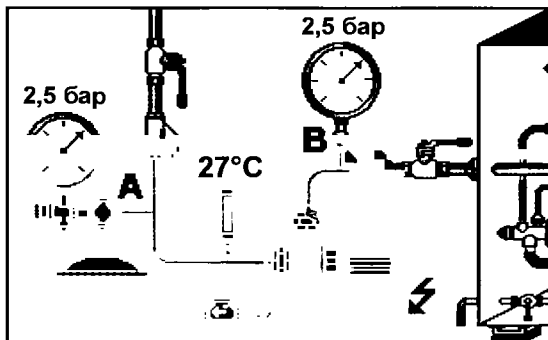


Рис. 93.5.

Пускатель насоса не замкнут

Пускатель замкнут, но насос не запускается

Что делать в этом случае, мы уже обсудили в разделе 92.



В том случае, когда речь идет о небольших герметичных насосах с однофазным двигателем, вы можете оказаться в затруднительном положении.

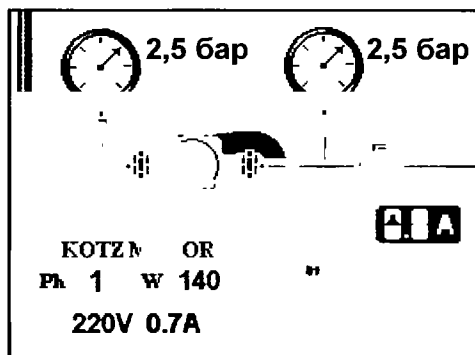


Рис. 93.6.

Некоторые небольшие двигатели могут очень долго оставаться “заклиненными” и при этом не повреждаться (они автоматически защищаются своим внутренним сопротивлением, которое ограничивает силу потребляемого тока). В примере на рис. 93.6 напор насоса равен 0 (расход отсутствует), в то время, как при номинальной силе тока 0,7 А двигатель потребляет ток силой 0,8 А и не отключается защитой по току.

Для насосов с многоскоростными двигателями предохранители настраивают на номинальное значение силы тока при максимальном числе оборотов. Такой предохранитель не сможет отключить двигатель, если неисправность (например, блокировка ротора) произошла в тот момент, когда регу-

лятор числа оборотов установлен на минимальное число оборотов. Пример, приведенный в табл. 93.1, говорит сам за себя...

Табл. 93.1.

Значение скорости, об/мин	Потребляемая мощность, Вт	Сила тока номинальная, А	Сила тока при заклиненном роторе, А
1000	140	0,7	0,8
1500	220	1,0	1,3
2450	250	1,2	1,8

Тепловой предохранитель, настроенный на срабатывание при токе более 1,2 А, никогда не сработает, если регулятор числа оборотов установлен на минимальную скорость, даже если ротор двигателя заблокирован (потому, что потребляемый при этом ток не превышает 0,8 А).

Простое измерение силы тока может заставить думать, что насос работает нормально, даже с повышенным расходом (поскольку потребляемый ток выше номинального). Однако сопоставив результаты измерения силы тока с результатами измерения напора ($H = 0$), можно сделать вывод о том, что насос не вращается.

Как правило, этот тип неисправности характерен для насосов ледяной воды, останавливаемых на зиму (или наоборот, в контурах отопления, останавливаемых летом). После длительной остановки вал оказывается заклиненным в подшипниках (опорах).

Мы уже рассказывали, как можно разблокировать вал насоса (см. раздел 92). В более серьезных случаях, когда в результате того, что зазор между ротором и статором забит накипью, заблокирован не только вал, но и ротор двигателя, придется полностью менять насос.

При работающем насосе слышится характерное “бульканье”

В этом случае очевидно, что на вход в насос попадает большое количество воздуха (см. поз. 1 на рис. 93.7).

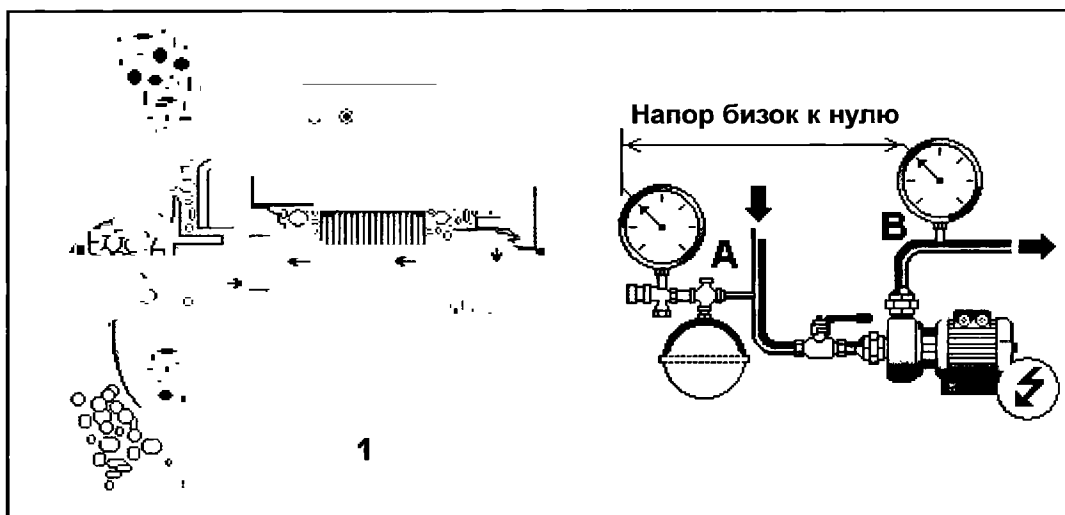


Рис. 93.7.

- ▶ Вентилятор предназначен для того, чтобы всасывать и нагнетать воздух с напором, который измеряют в миллиметрах водяного столба (или декапаскалях, ДПа).
- ▶ Насос предназначен для того, чтобы всасывать и нагнетать жидкость с напором, который измеряют в метрах водяного столба (или килопаскалях, кПа).

Очевидно, что насос, который будет перекачивать только воздух, является менее производительным по сравнению с вентилятором и полученный при этом напор окажется очень малым. Поэтому, чем больше воздуха будет попадать на вход в насос, тем меньше окажется напор насоса.

Если установка работает и на ней не производились ни пусконаладочные, ни ремонтные работы с вскрытием гидравлического контура, то наличие большого количества воздуха в контуре представляется абсолютно невообразимым. В этом случае будет необходимо очень тщательно выполнить процедуру дренажа воздуха (см. раздел 80.2) и спросить себя: “Откуда взялся этот воздух?”.

93.3. НАПОР НАСОСА НИЖЕ НУЛЯ

Если напор насоса выше нуля, но слишком мал, обратитесь к разделу 93.4.

Теперь представим себе, что вы поставили манометры согласно *рис. 93.8*. Давление в точке А (на всасывании насоса) равно 2,5 бар, давление в точке R (на нагнетании насоса) равно 2,4 бар.

Следовательно, напор этого насоса равен $H = 2,4 - 2,5 = -0,1$ бар.

УПРАЖНЕНИЕ

Отрицательный напор насоса! Разве это не удивительно? Не является ли это следствием того, что насос вращается в противоположную сторону? Может быть, у вас есть другие предположения?

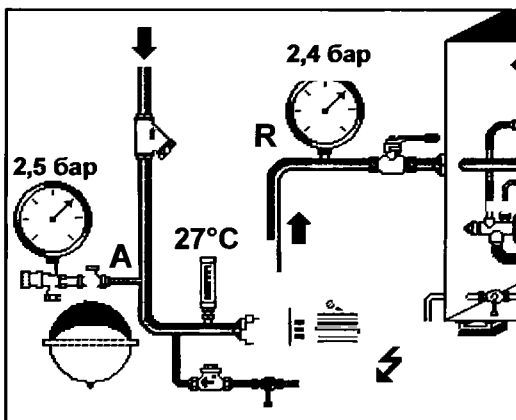


Рис. 93.8.

Решение упражнения

Вначале давайте вспомним, что независимо от направления вращения крыльчатки жидкость в насосе всегда перемещается от всасывания к нагнетанию. Если центробежная лопаточная машина (вентилятор или насос) вращается в обратном направлении, ее расход будет пониженным, а напор всегда падает (но обязательно остается выше нуля). Следовательно, результат нашего измерения представляется невыполнимым и ошибка обусловлена либо разностью уровней, на которых находятся манометры, либо неправильной тарировкой манометров.

1) Не установлен ли манометр R на более высоком уровне по отношению к манометру А?

Как правило, разность уровней установки манометров пренебрежимо мала, однако, если она достаточно велика (например, на *рис. 93.9* она составляет 3 м), результаты измерений могут оказаться существенно искаженными.

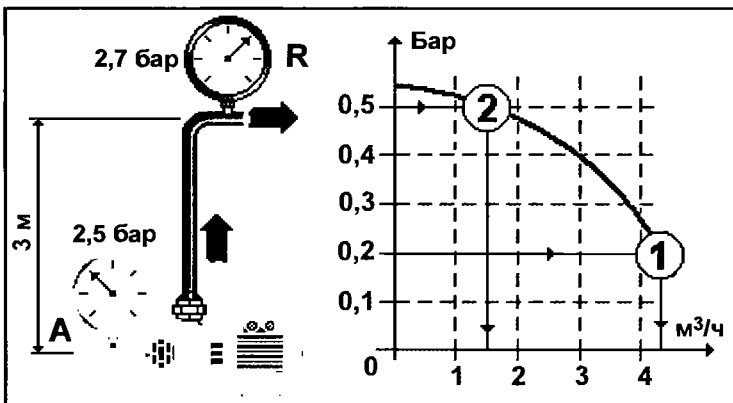


Рис. 93.9.

Механик может подумать, что напор $H = 0,2$ бар и на основании этого, с учетом напорной характеристики насоса, прийти к выводу о том, что расход по контуру свыше $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка 1), хотя на самом деле напор насоса $H = 0,5$ бар и расход составляет только $1,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка 2).

При необходимости еще раз изучите раздел 76.

2) А что, если манометр А расположен выше, чем манометр R?

На этот раз мы имеем ситуацию, обратную предыдущей. Манометр А установлен на 2 м выше, чем манометр R (см. рис. 93.10).

Чересчур торопливый механик может решить, что напор $H = 0,4$ бар и что расход по контуру равен $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (точка 3), тогда как на самом деле напор $H = 0,2$ бар и расход более $4 \text{ м}^3/\text{ч}$! (точка 4).

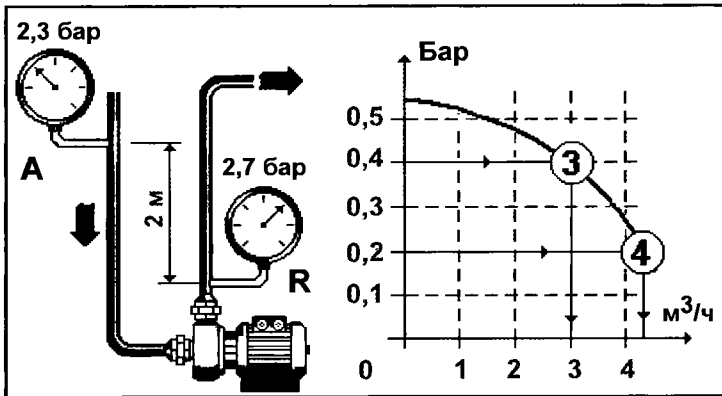


Рис. 93.10.

3) Правильно ли оттарированы манометры?

Во избежание опасности получения немыслимых результатов при измерении давлений, напомним, что лучше всего для измерения разности давлений использовать один и тот же манометр (см. рис. 93.3).

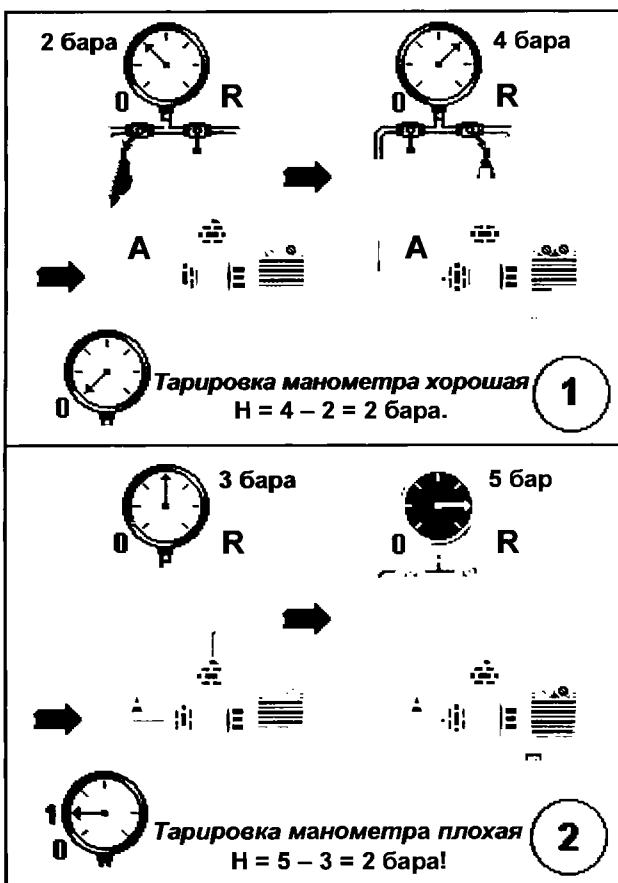


Рис. 93.11.

Другое преимущество использования одного и того же манометра показано на рис. 93.11.

В схеме *поз. 1* используется манометр с правильной тарировкой (при атмосферном давлении он показывает 0 бар).

По результатам измерений с помощью этого манометра мы получаем величину напора $H = 2$ бара.

В схеме *поз. 2* используется манометр с неправильной тарировкой (при атмосферном давлении он показывает 1 бар, то есть 1 бар избыточного давления).

При измерении давления нагнетания того же насоса, этот манометр покажет 5 бар (вместо 4), а на всасывании – 3 бара (вместо 2).

Но при определении разности давлений, погрешность измерения в 1 бар автоматически компенсируется и результат будет точным: $H = 2$ бара!

Благодаря такой схеме, ошибка тарировки устраняется.

93.4. Пониженный напор насоса

Сейчас мы рассмотрим ситуацию, когда давление нагнетания выше давления всасывания, что несомненно свидетельствует о том, что двигатель работает, крыльчатка насоса вращается и перекачивает воду. Если $H = 0$, см раздел 93.2, если вам кажется, что $H < 0$, см. раздел 93.3.

Если у вас есть напорная характеристика насоса (которую вам должен предоставить производитель водоохлаждающей холодильной машины, оснащенной гидравлическим модулем), то оценить величину расхода очень просто.

В примере на рис. 93.12 результаты измерения напора показывают, что $H = 0,8$ бар (8 м вод. ст.). Отсюда можно найти, что расход составляет около 3 м³/ч.

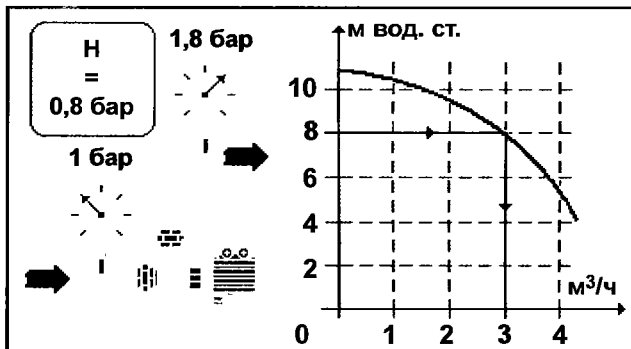


Рис. 93.12.

Но что могло случиться, если по результатам измерений вы обнаружили пониженный напор насоса?

1) Расход слишком большой

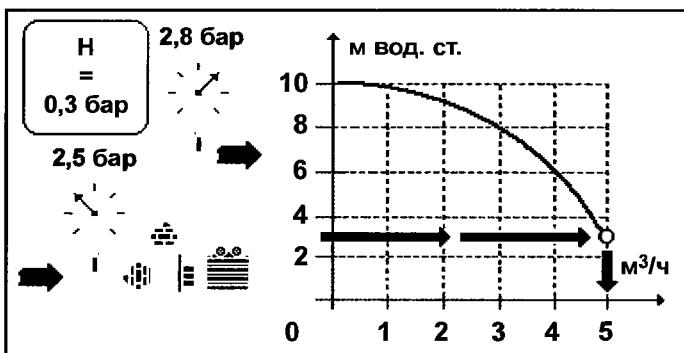


Рис. 93.13.

В примере на рис. 93.13 напор равен 3 м вод. ст.

Согласно напорной характеристике расход в этом случае будет равен 5 м³/ч.

Отметим, что при таком напоре рабочая точка насоса находится в самом низу напорной характеристики.

Если гидравлическое сопротивление контура относительно малое (например, в первичном гидравлическом контуре, подающем воду в смесительный ресивер, рассмотренный в разделе 89), то насос прокачивает воду через контур с очень небольшими потерями давления и расход возрастает.

В этом случае с помощью токоизмерительных клещей немедленно проверьте потребляемую двигателем насоса силу тока, чтобы убедиться, что сила тока остается ниже номинального значения. Напомним, что чем больше увеличивается расход, тем значительно повышается сила тока, потребляемого двигателем.

В некоторых случаях потребуется “зажать” расход (например, с помощью уравнивающего вентиля), чтобы переместить рабочую точку насоса в заданное (номинальное) положение.

2) Насос вращается в обратную сторону



Эта неисправность относится только к насосам, у которых в качестве приводных двигателей используются двигатели трехфазного тока.

Когда насос подает воду в контур, содержащий испаритель и протяженную сеть трубопроводов для подачи ледяной воды к батареям воздухоохладителей, потери давления в таком контуре, как правило, довольно велики.

Мы знаем, что напор насоса H должен быть равен гидравлическому сопротивлению контура (см. раздел 76.1).

Поскольку напор насоса слабый, это значит, что и гидравлическое сопротивление контура низкое: *каким же образом могло оказаться так, что в протяженном гидравлическом контуре (см. рис. 93.14) незначительные гидравлические потери?*

Напомним, что потери давления пропорциональны квадрату расхода (см. раздел 75.5).

Проще говоря, это означает, что если расход упал в 2 раза, то потери давления уменьшились в 4 раза. Следовательно можно заключить, что слабый напор насоса может объясняться пониженным расходом.

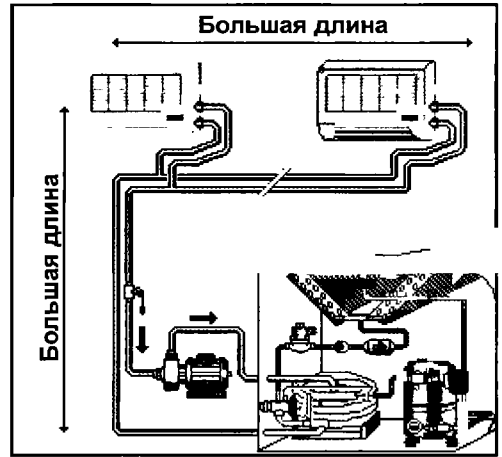


Рис. 93.14.

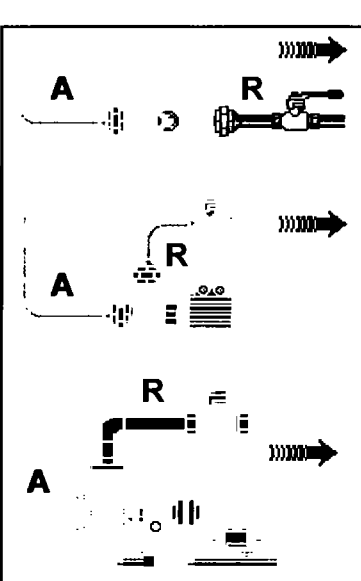


Рис. 93.15.

Итак, если крыльчатка вращается в обратном направлении, то расход заметно падает, что вполне вероятно и что может быть достаточно быстро проверено. Сейчас мы увидим, как это можно сделать (см. рис. 93.15).

Прежде всего напомним, что если крыльчатка по какой-либо причине вращается в обратном направлении, то вода все равно движется от всасывания (A) к нагнетанию (R). Ее расход более или менее значительно падает (в зависимости от гидравлического сопротивления сети и конструкции насоса), но никогда не становится равным нулю. Разумеется, напор насоса тоже падает.

Автор вспоминает об одной отопительной системе, которая проработала 5 лет. Перепад температур по воде на радиаторах отопления был очень большим, около 30 К вместо обычных 20 К (следовательно, снижение расхода воды было очень значительным).

Поскольку установка была сильно переразмерена, клиент жаловался на недостаток тепла только при очень низких наружных температурах, то есть достаточно редко.

Причиной такой аномалии было то, что в течение всех пяти лет насос вращался в противоположную сторону и никто этого не замечал! Достаточно было поменять местами два провода на клеммной коробке трехфазного двигателя и все встало на свое место. Правильное направление вращения ротора было восстановлено и причина неисправности была окончательно устранена.

Как проверить направление вращения крыльчатки?

а) На глаз.

Как правило, направление вращения указывается изготовителем на корпусе насоса.

Однако автор советует вам осмотреть корпус насоса (как у всех центробежных машин он имеет форму раковины улитки).

Вода (или воздух, в случае вентилятора) входит во всасывающее отверстие (центр раковины, *поз. А на рис. 93.16*), потом всегда выходит через диффузор, расположенный на периферии улитки (*поз. R*). Попробуйте определить, в каком направлении закручивается раковина, и направление вращения крыльчатки станет очевидным.

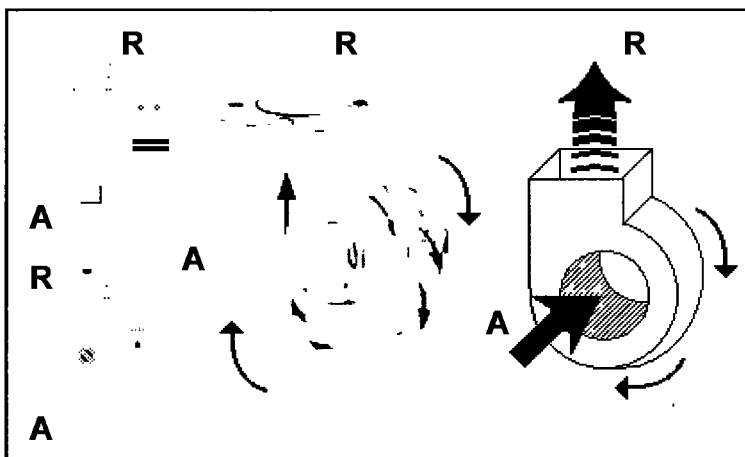


Рис. 93.16.

б) Измеряя безрасходный напор насоса H_0 . Когда корпус насоса закрыт теплоизоляцией (что встречается очень часто), то определить, в каком направлении закручивается улитка корпуса насоса на глаз становится невозможно.

Если в вашем распоряжении есть напорная характеристика насоса, то вы можете осуществить очень простую проверку, которая позволит вам быстро определить направление вращения насоса. Достаточно измерить безрасходный напор насоса H_0 (то есть напор при нулевом расходе), закрыв запорный вентиль на нагнетании (но ни в коем случае не на всасывании) насоса (понятие безрасходного напора H_0 мы дали в разделе 86.1).

В примере на рис. 93.17 безрасходный напор $H_0 = 10$ м вод. ст., что легко определяется по напорной характеристике.

Если при закрытом вентиле **R** на нагнетании насоса напор показывает очень слабо и результаты измерения показывают, что напор H_0 равен только 4 м вод. ст. (см. рис. 93.17), то сомнений нет: насос не обеспечивает максимального напора.

Если проблема обусловлена неправильным направлением вращения крыльчатки, то это очень легко исправить: поменять направление вращения и потом повторить измерение напора.

Если после этого вы увидите, что напор соответствует паспортным данным (например, $H_0 = 10$ м вод. ст.), значит проблема решена.

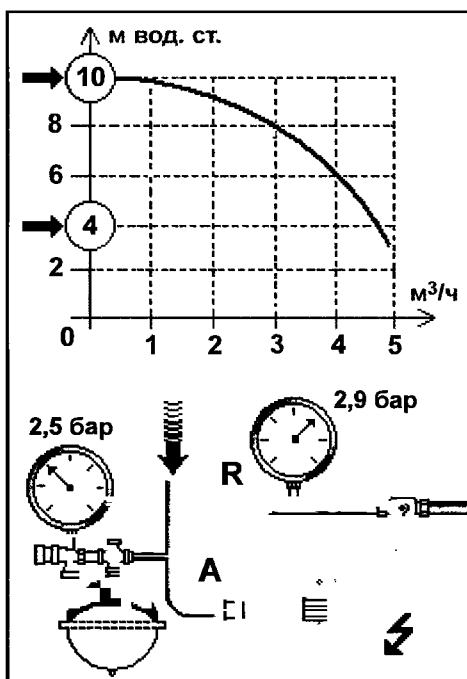


Рис. 93.17.

в) Измеряя напор насоса Н.

Вы также можете проверить направление вращения насоса, измеряя напор Н для каждого из двух направлений (для этого достаточно поменять местами два провода на клеммной коробке трехфазного двигателя).

В примере на рис. 93.18 давление всасывания не зависит от направления вращения двигателя и остается неизменным при любом направлении вращения (так как температура воды не меняется, то и у давления в расширительном баке нет никаких причин меняться).

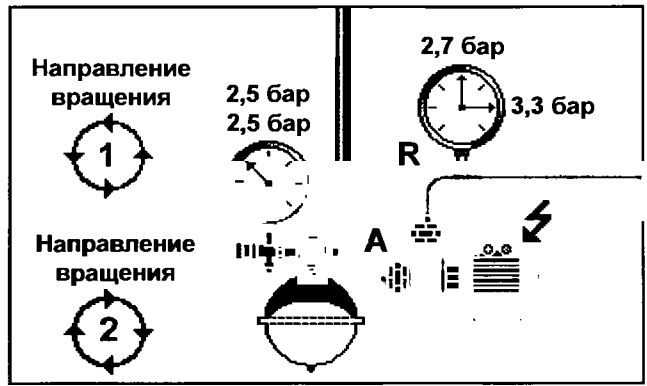


Рис. 93.18.

При направлении вращения 1 насос обеспечивает напор $H_1 = 2,7 - 2,5 = 0,2$ бар. При направлении вращения 2 напор Н возрастает до величины $H_2 = 3,3 - 2,5 = 0,8$ бар. Нет никаких сомнений в том, что правильным будет направление вращения 2, потому что в этом случае насос обеспечивает более высокий напор.

3) В насосе находится воздух

Эту неисправность мы описали на рис. 93.7.

4) Скорость насоса недостаточна

Такая проблема появляется тогда, когда двигатель насоса является многоскоростным.

Например, насос с напорными характеристиками, представленными на рис. 93.19, в случае необходимости обеспечит при числе оборотов поз. 1 более низкий напор, чем при числе оборотов поз. 2 (см. также раздел 86).

Примечание. Иногда можно встретить схему монтажа, представленную на рис. 93.20, где между выходом из насоса (нагнетанием) и входом в насос (всасыванием) установлена перепускная (байпасная) магистраль, снабженная регулирующим ventилем.

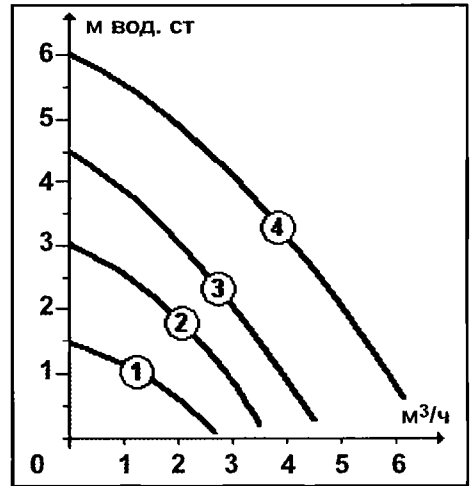


Рис. 93.19.

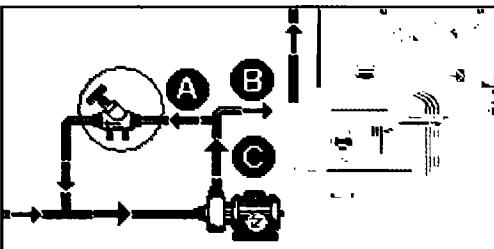


Рис. 93.20.

Насос обеспечивает некоторый расход (поз. С). Когда ventиль на магистрали перепуска полностью закрыт, весь расход насоса направляется в установку (поз. В).

И наоборот, если ventиль на перепускной магистрали полностью открыт, часть расхода, нагнетаемого насосом, может возвратиться на всасывание (поз. А). В этот момент расход в установке (в трубопроводе В) становится равным разности расходов в трубопроводах С и А.

Разумеется, чем больше будет открыт ventиль на перепускной магистрали, тем меньше будет напор насоса и тем больше упадет расход жидкости по трубопроводу В.

93.5. НАПОР НАСОСА БЛИЗОК К БЕЗРАСХОДНОМУ НАПОРУ H_0

А) ИЗМЕРЕННЫЙ НАПОР НАСОСА Н РАВЕН БЕЗРАСХОДНОМУ НАПОРУ H_0

В разделе 86.1 мы рассказали, как измерить *полный* напор насоса при нулевом расходе через него (эту величину называют безрасходным напором H_0). Для этого достаточно измерить напор насоса при закрытом запорном вентиле на нагнетании.

⊗ *Внимание! Не путайте напор насоса H с безрасходным напором H_0 .*

Например, при закрытом запорном вентиле на нагнетании (рис. 93.21) безрасходный напор насоса H_0 должен быть равен 10 м вод. ст.

Эта величина очень важна, поскольку она позволяет удостовериться, соответствуют ли параметры установленного в контуре насоса его паспортным данным и, в частности, его напорной характеристике.

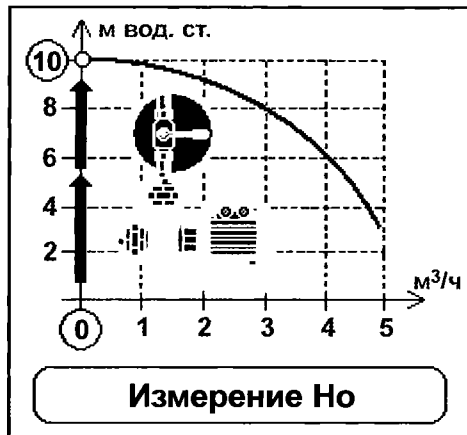


Рис. 93.21.

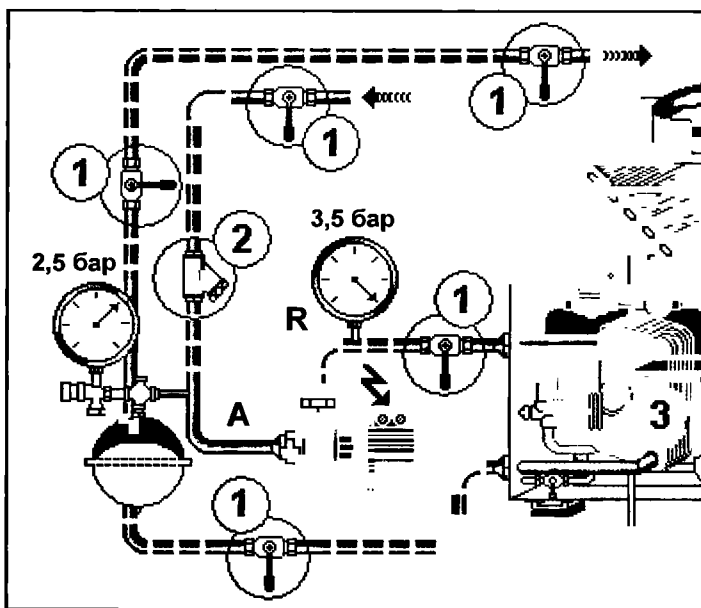


Рис. 93.22.

Если измеренный напор насоса H равен безрасходному напорю H_0 , то это доказывает, что расход по контуру равен нулю, следовательно, насос нагнетает воду в тупиковую полость.

Напомним, что в гидравлическом контуре давление, поддерживаемое газом наддува расширительного бачка, зависит только от температуры воды.

В результате, если расширительный бачок установлен как положено, на всасывании насоса, давление в трубопроводе А (см. рис. 93.22) будет постоянным независимо от того, работает насос или нет, и закрыты или открыты запорные вентили на контуре.

Когда напор насоса близок к безрасходному напорю H_0 , необходимо проверить следующие предположения:

- ▶ Закрыт один из запорных вентилях контура (поз. 1 на рис. 93.22).
- ▶ Полностью засорен фильтр (поз. 2).
- ▶ Закупорен какой-либо из теплообменников. Например, если в испарителе (поз. 3) полностью заморозился водяной контур и лед препятствует циркуляции воды.

Примечание 1. Если напорная характеристика насоса очень пологая (см. рис. 93.23), то может сложиться такая ситуация, когда измерив напор насоса H вы будете не в состоянии достоверно оценить расход по контуру.

Например, если измеренный напор насоса H близок к 10 м вод. ст., то расход может быть и нулевым, но может быть и $1 \text{ м}^3/\text{ч}$, и даже $2 \text{ м}^3/\text{ч}$ в зависимости от класса точности используемого манометра.

В этом случае попробуйте использовать манометр более высокого класса точности, однако, как правило, это не позволит вам получить абсолютно достоверный результат. Поэтому вы должны будете оценивать расход насоса другим способом (см. раздел 86).

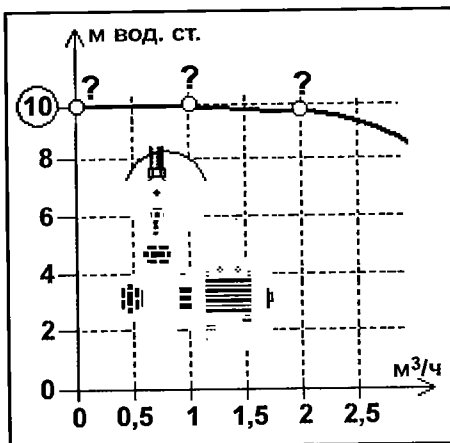


Рис. 93.23.

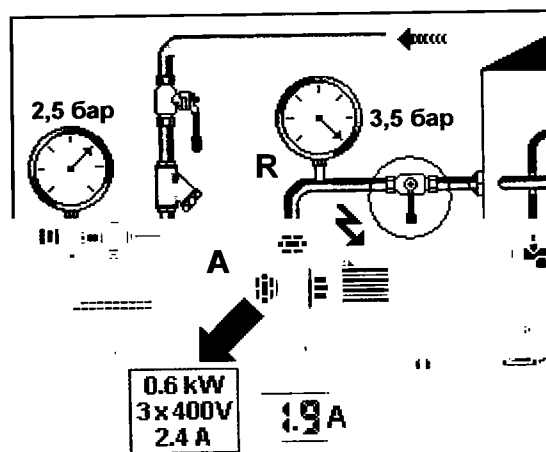


Рис. 93.24.

Примечание 2. Некоторые не слишком грамотные механики думают, что закрывая запорный вентиль на нагнетании насоса, мы тем самым перегружаем насос, при этом сила тока возрастает и двигатель может сгореть. Действительно ли это так?

На самом деле сила тока, потребляемого двигателем, напрямую зависит от расхода через насос.

Когда вентиль на нагнетании закрыт, расход становится равным нулю. В результате сила тока, потребляемая двигателем, падает (см. рис. 93.24)!

На больших установках, требующих огромных расходов, настоятельно рекомендуется запускать крупные насосы при закрытых запорных вентилях на нагнетании. Далее, когда

насос наберет номинальное число оборотов, вентиль постепенно приоткрывают. Такая предосторожность позволяет избежать слишком резкого пуска, механических перегрузок и чрезмерной величины пускового тока (см. раздел 63). Более того, это позволяет снизить опасность возникновения гидравлических ударов в трубопроводах при запуске крупных насосов.

Вместе с тем, будьте осторожны: вентиль на нагнетательной магистрали не рекомендуется оставлять закрытым в течение длительного времени, особенно для герметичных насосов с затопленным ротором двигателя (см. раздел 90). В самом деле, вода, запечатая в крыльчатке и роторе, не обновляется, появляется опасность ее чрезмерного перегрева, и ротор не сможет надлежащим образом охлаждаться. Поэтому большинство производителей насосов рекомендуют не оставлять вентиль на нагнетании насоса закрытым больше, чем на 10 минут.

Б) ИЗМЕРЕННЫЙ НАПОР НАСОСА БЛИЗОК К ВЕЛИЧИНЕ БЕЗРАСХОДНОГО НАПОРА H_0

Неисправность по характеру поведения параметров установки близка к предыдущему случаю, но на этот раз контур закупорен не полностью, а частично. Если все запорные вентили на контуре полностью открыты, проверьте фильтр или, в зависимости от конструкции установки, любые другие элементы контура, которые могут оказаться частично закупоренными.

93.6. ДАВЛЕНИЕ НА ВСАСЫВАНИИ НАСОСА МЕНЬШЕ НУЛЯ

Несколько замечаний

Если в закрытом гидравлическом контуре не содержится воды, насос начинает всасывать воздух. Поскольку насос – не вентилятор (см. рис. 93.7), то давление на всасывании насоса становится равным нулю.

В разделе 77, посвященном кавитации насосов, мы видели, что вихревое движение среды, создаваемое крыльчаткой насоса (см. рис. 93.25), приводит к падению давления во входном отверстии корпуса насоса.

Между точками 1 и 4 давление постоянно падает, однако это падение ни в коем случае не должно приводить к опасности вскипания жидкости, перекачиваемой насосом, поскольку такое вскипание вызывает кавитацию насоса.

Поэтому производители насосов для каждой модели указывают уровень минимального давления на входе в насос, ниже которого ни в коем случае нельзя опускаться из-за опасности возникновения кавитации (см. раздел 78).

Для большинства насосов минимальное давление на всасывании всегда должно оставаться выше 0,5 бар (а в некоторых случаях, если температура воды очень высокая, даже выше 1 бара).

✘ *Итак, чтобы избежать опасности возникновения кавитации (способной привести к разрушительным последствиям), никогда не допускайте работы насоса при отрицательном давлении на всасывании.*

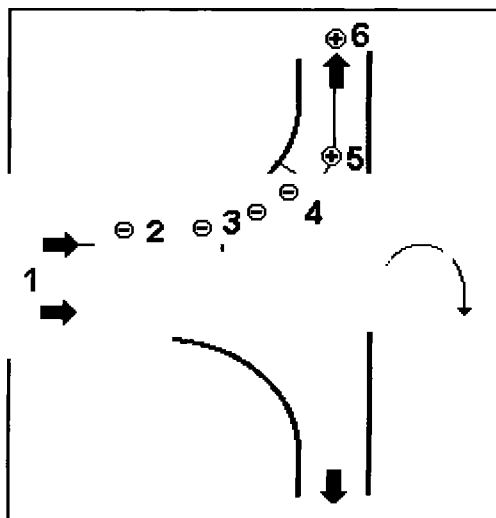


Рис. 93.25.

93.7. УПРАЖНЕНИЕ

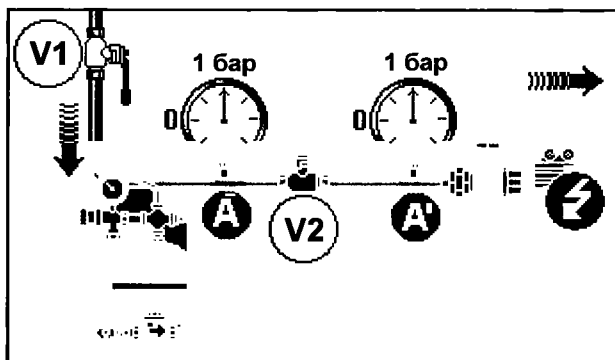


Рис. 93.26.

На участке гидравлического контура (см. рис. 93.26) при работающем насосе в точках А и А' установлены манометры, каждый из которых показывает давление величиной 1 бар.

Что будут показывать эти манометры, если:

- 1) Закрыт вентиль V1?
- 2) Закрыт вентиль V2?
- 3) Закрыты оба вентиля V1 и V2?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения

1) Вентиль V1 закрыт

Снова напомним, что в гидравлическом контуре давление, создаваемое газом надува в расширительной бачке, зависит только от температуры воды.

Поэтому, закрыт вентиль V1 или открыт, не имеет значения. Давление в точке А постоянно и остается равным 1 бару, поскольку температура воды не меняется.

Когда оба вентиля, и V1, и V2 открыты (следовательно, между точками А и А' имеется расход жидкости), манометр в точке А' будет показывать то же самое давление, что и манометр в точке А: это означает, что потери между точками А и А' пренебрежимо малы. Если теперь закрыть вентиль V1, то никакого расхода не будет, следовательно не будет и потерь давления: манометр в точке А', точно так же, как и манометр в точке А, всегда будет показывать 1 бар (см. рис. 93.27).

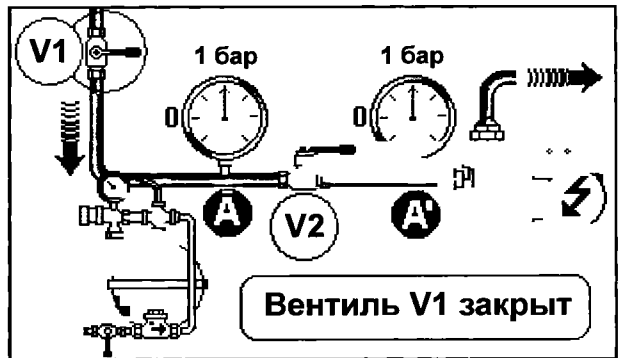


Рис. 93.27.

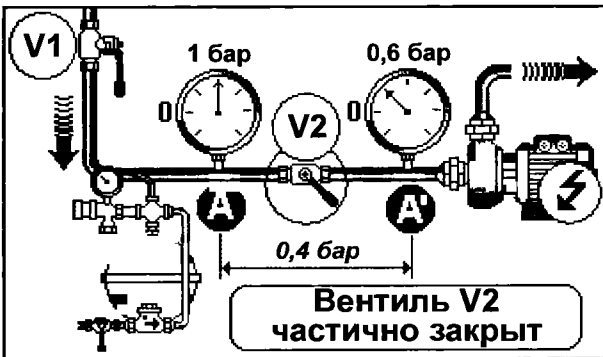


Рис. 93.28.

2) Вентиль V2 закрыт

При открытом вентиле V1 и не полностью закрытом вентиле V2 частичное перекрытие проходного сечения вентиля V2 создает гидравлическое сопротивление между точками А и А'. Следовательно, по мере перекрытия вентиля V2, давление в точке А' будет падать. В примере на рис. 93.28 вентиль V2 частично перекрыт, создавая гидравлическое сопротивление около 0,4 бар (в результате манометр в точке А' показывает давление 0,6 бар).

Заметим, что если бы в этот момент закрыли вентиль V1, то никакого расхода не было бы, а следовательно, не было бы и потерь давления: манометр в точке А' показывал бы вновь такое же давление, что и манометр в точке А, то есть давление в точке А' опять поднялось бы с величины 0,6 бар до величины 1 бар.

Если мы продолжим перекрывать вентиль V2, давление в точке А' продолжит падать. Однако давление в точке А, определяемое только температурой воды и давлением газа надува в расширительной бачке, остается постоянным и равным 1 бару.

Когда вентиль V2 будет закрыт полностью (см. рис. 93.29), давление в точке А' установится на уровне, например, -0,3 бар: это давление будет определяться только характеристикой насоса, который создает разрежение на всасывании.

В этом случае резко возрастает опасность кавитации. Еще раз повторяем, что ни в коем случае при работающем насосе нельзя закрывать запорный вентиль на всасывании

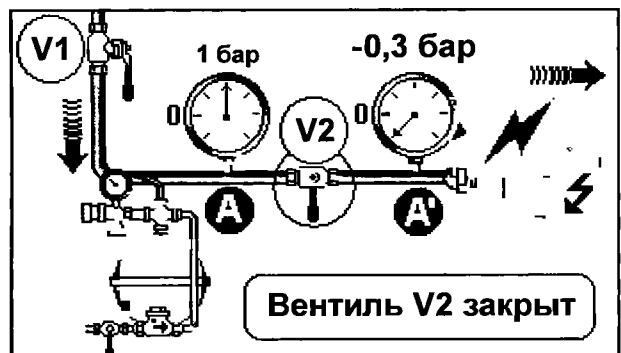


Рис. 93.29.

3) Вентили V1 и V2 закрыты

Давление в точке А не меняется и остается равным 1 бару.

Поскольку вентиль V2 закрыт, то на входе в насос, как и в предыдущем случае, возникает разрежение -0,3 бар, и точно также насос может войти в режим кавитации (см. рис. 93.30).

✘ *Никогда не закрывайте запорный вентиль на входе в работающий насос.*

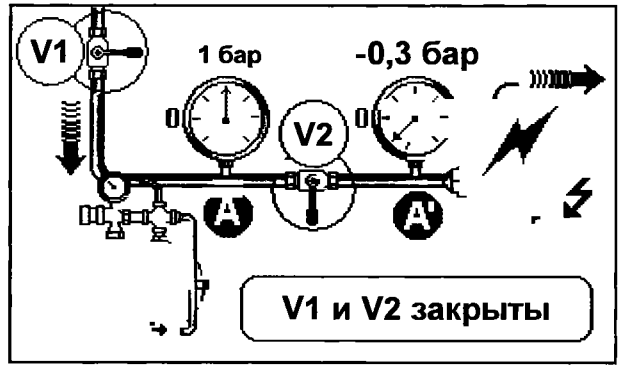


Рис. 93.30.

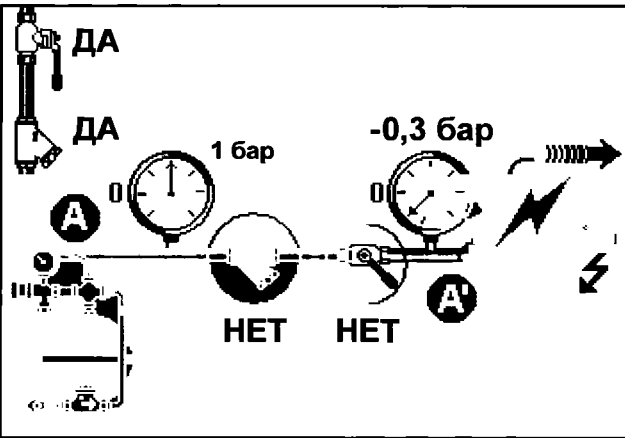


Рис. 93.31.

Итак, мы с вами убедились, что даже незначительные потери давления в тракте между расширительным бачком и всасыванием насоса неизбежно приводят к падению давления на входе в насос, которое в свою очередь угрожает возникновением кавитации и, как следствие, разрушением насоса (см. упражнение 76.3).

✘ *Именно поэтому ни в коем случае нельзя между расширительным бачком и входом в насос устанавливать какую-либо арматуру (вентили, фильтры и т. д. - см. рис. 93.31)*

В завершение напомним об отрицательных последствиях для насоса установки расширительного бачка на линии нагнетания насоса (мы уже говорили об этом в разделе 80.4)

Давление, поддерживаемое газом наддува в расширительном бачке, например, 1 бар (см. рис. 93.32), в случае установки расширительного бачка на выходе из насоса R будет сохраняться независимо от того, работает насос или нет.

Представим себе, что насос обеспечивает напор $H = 1,3$ бар (или 13 м вод. ст.). Следовательно, давление на всасывании насоса в точке А будет равно: $P_A = P_R - H = 1 \text{ бар} - 1,3 \text{ бар} = -0,3 \text{ бар}$.

На всасывании появится разрежение и мы вновь получим опасность вхождения насоса в режим кавитации.

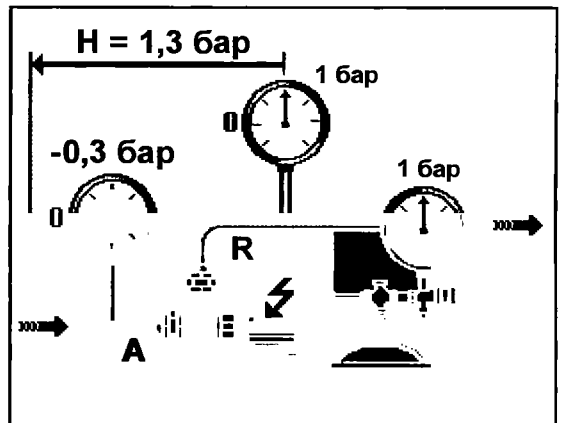


Рис. 93.32.

✘ *Ни в коем случае нельзя устанавливать расширительный бачок на линии нагнетания насоса.*

94. НЕКОТОРЫЕ ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ

Многие читатели неоднократно просили нас уточнить некоторые вопросы, связанные с расчетом потерь давления в гидравлических сетях*. Несмотря на то, что указанные вопросы не являются предметом рассмотрения настоящего пособия, мы, тем не менее, в настоящем разделе попробуем прояснить некоторые понятия, которые кому-то могут показаться довольно отвлеченными.

А) ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ВЫБОР НАСОСА

Рассмотрим схемы на рис. 94.1.

Несмотря на то, что верхняя схема является схемой электрической цепи, а нижняя – схемой гидравлического контура, между этими двумя схемами имеются очень серьезные аналогии.

Напряжение U источника питания снабжает электрическую цепь энергией. Напор насоса H выполняет ту же функцию для гидравлического контура.

Сопротивления $R1$ и $R2$ препятствуют движению электронов в цепи точно так же, как коэффициенты сопротивления $Z1$ и $Z2$ препятствуют движению молекул воды.

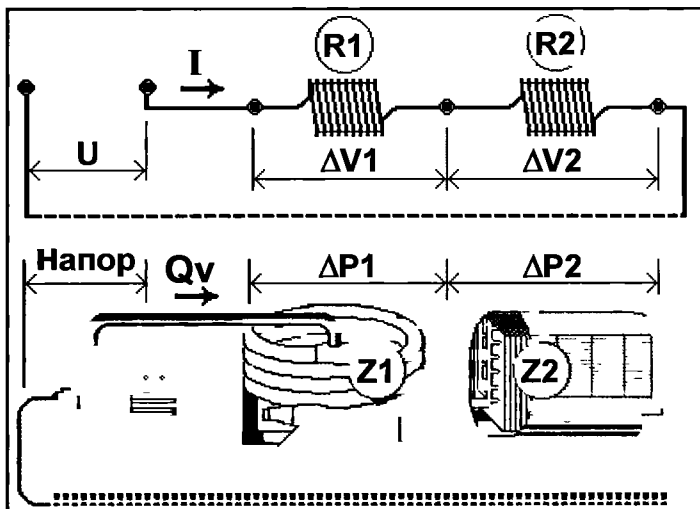


Рис. 94.1.

В обоих случаях сопротивления соединены последовательно и полное сопротивление электрической цепи равно сумме сопротивлений $R1 + R2$, а суммарный коэффициент гидравлического сопротивления контура равен сумме $Z1 + Z2$.

На клеммах каждого электрического сопротивления можно измерить падение напряжения на этом сопротивлении ΔV . Точно так же, установив манометры на входе и выходе каждого из гидравлических сопротивлений можно измерить падение давления на них ΔP .

Сила тока I , проходящего по электрической цепи, одна и та же в каждой точке цепи. Точно так же, расход жидкости Qv , проходящей по гидравлическому контуру, один и тот же в каждой точке контура.

Чем больше сила тока I , тем больше падение напряжения на каждом из электрических сопротивлений. Это следует из хорошо известного закона Ома: $U = R \times I$. Так, например, падение напряжения на первом сопротивлении: $\Delta V1 = R1 \times I$.

Чем больше расход жидкости Qv , тем больше падение давления на гидравлическом сопротивлении. А теперь вопрос: знаете ли вы физический закон, который связывает между собой расход Qv , коэффициент гидравлического сопротивления $Z1$ и падение давления $\Delta P1$ на первом гидравлическом сопротивлении?

* Во французском оригинале автор пользуется понятиями "потери давления" и "сопротивление", причем в термин "сопротивление" он вкладывает смысл, аналогичный принятому в отечественной литературе понятию "коэффициент сопротивления". Поэтому здесь и далее мы будем оперировать более привычными для российского читателя терминами "коэффициент сопротивления" и "гидравлическое сопротивление", причем последний термин будем считать адекватным понятию "потери давления" (прим. ред.).

Мы знаем, что чем больше расход жидкости по гидравлическому контуру, тем больше потери давления в контуре (см. раздел 86).

Мы также убедились, что потери давления пропорциональны квадрату расхода жидкости (см. раздел 75.5). Это означает, что при удвоении расхода потери давления возрастают в 4 раза!

В примере на рис. 94.2 мы видим, что при расходе $Q_{v1} = 3 \text{ м}^3/\text{ч}$ коэффициент сопротивления Z_1 испарителя создает потери давления ΔP_1 , равные $1,8 - 1,6 = 0,2 \text{ бар}$.

Если расход удвоить ($Q_{v2} = 6 \text{ м}^3/\text{ч}$), то при том же коэффициенте сопротивления потери давления ΔP_2 составят $1,8 - 1 = 0,8 \text{ бар}$.

Следовательно, можно вывести следующий закон: $\Delta P = Z \times Q_{v^2}$

Чтобы лучше понять, как работает этот закон и как его применять, рассчитаем коэффициент сопротивления Z_1 по результатам измерений для верхней схемы рис. 94.2 ($\Delta P_1 = 0,2 \text{ бар}$ и $Q_{v1} = 3 \text{ м}^3/\text{ч}$):

$$Z_1 = \Delta P_1 / Q_{v1}^2 = 0,2 / 3^2 = 0,022.$$

А теперь, когда мы знаем коэффициент гидравлического сопротивления Z_1 этого испарителя, рассчитаем потери давления на нем для расхода $6 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$\Delta P_2 = Z_1 \times Q_{v2}^2 = 0,022 \times 6^2 = 0,8 \text{ бар}.$$

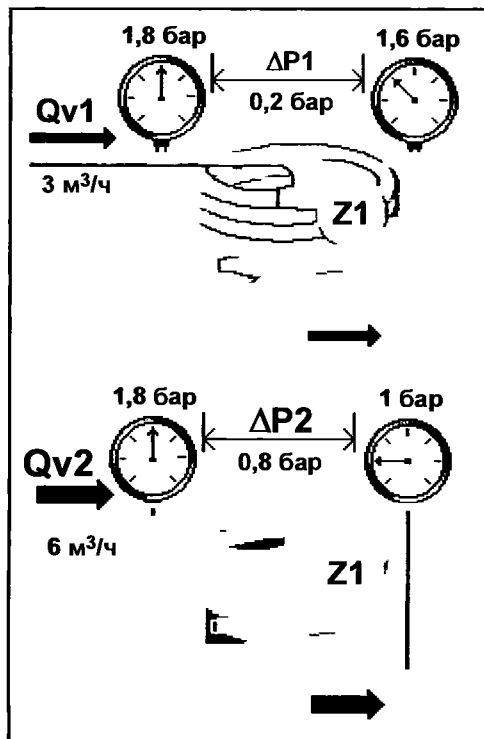


Рис. 94.2.

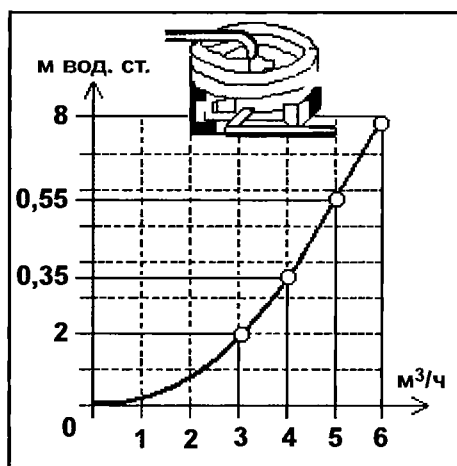


Рис. 94.3.

Таким образом, зная коэффициент гидравлического сопротивления испарителя Z_1 , мы можем рассчитать потери давления на нем для любых значений проходящего через этот испаритель расхода.

Для расхода $4 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$\Delta P = Z_1 \times Q_{v^2} = 0,022 \times 4^2 = 0,35 \text{ бар}.$$

Для расхода $5 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$\Delta P = Z_1 \times Q_{v^2} = 0,022 \times 5^2 = 0,55 \text{ бар}.$$

И так далее...

Теперь вы сможете начертить кривую гидравлического сопротивления (потерь давления) для этого испарителя при любых значениях расхода жидкости через него.

Однако в данном случае этого делать не нужно: за вас это сделал разработчик данного испарителя и предоставил в ваше распоряжение график, который показан на рис. 94.3.

Если у вас будет такая же кривая, связывающая потери давления на испарителе с расходом через него, то в условиях монтажа или ремонта вам достаточно будет измерить перепад давления ΔP на этом испарителе и вы тут же найдете расход жидкости через него. Это очень просто и действует наверняка. Действительно, испаритель для получения ледяной воды практически не подвержен загрязнению (в отличие, например, от конденсатора водяного охлаждения, вода для которого охлаждается в открытой градирне). Таким образом, использование указанной кривой позволяет определять расход с высокой точностью.

Например, если в результате измерений вы получили данные, представленные на рис. 94.4, и нашли, что потери давления $\Delta P_{\text{исп}}$ равны 0,2 бар, то тут же на соответствующей кривой для модели испарителя kotz-03 вы найдете, что расход воды через него равен 3 м³/ч.

⊗ Внимание! Не спутайте кривые и пользуйтесь только той, которая соответствует вашей модели испарителя.

Действительно, для модели kotz-02 расход будет только 2 м³/ч, а для модели kotz-01 – меньше 1 м³/ч!

Вам также может встретиться график, показанный на рис. 94.5. Хотя на первый взгляд этого не скажешь, но на самом деле речь идет об одном и том же испарителе. Однако на графике изображена не кривая, а прямая.

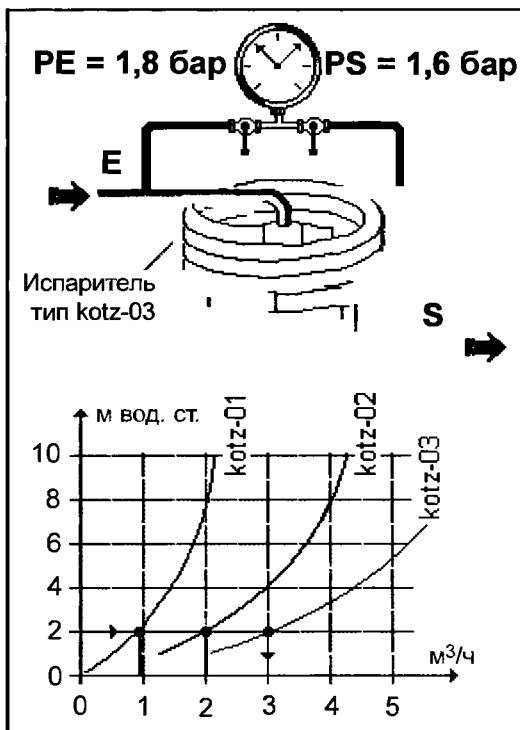


Рис. 94.4.

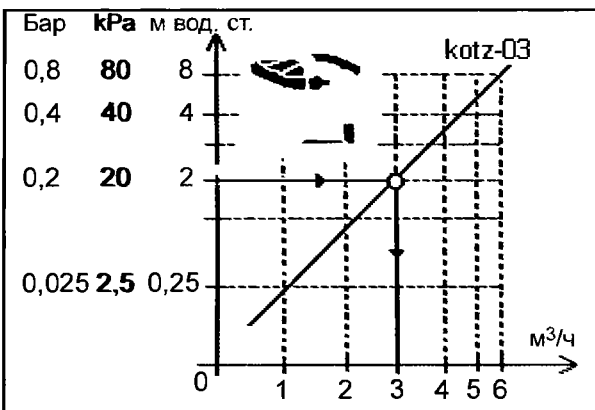


Рис. 94.5.

Внимательно посмотрите на оси координат: отложенные на них отрезки различных значений величин неодинаковы (например, длина отрезка, соответствующая изменению расхода от 1 до 2 м³/ч гораздо больше, чем длина отрезка, соответствующая изменению расхода от 5 до 6 м³/ч). Речь идет о логарифмической шкале (не пугайтесь этого математического термина). Такая шкала существенно упрощает нам жизнь, поскольку в логарифмической шкале параболическая кривая превращается в простую прямую. Заметим, что при этом повышается точность определения параметров, особенно при малых значениях потерь давления.

Воспользуемся случаем, чтобы обратить ваше внимание на используемые единицы измерения давления. Не путайте такую единицу как метр водяного столба (м вод. ст.) с килопаскалем (кПа) или баром. В примере на рис. 94.5 2 м вод. ст. = 20 кПа = 0,2 бар. Старайтесь правильно использовать ту систему единиц, которая соответствует шкале (градуировке) манометра, служащего вам для проведения измерений!

В самом деле, если, например, манометр показывает 2 м вод. ст., а расход вы будете определять для потерь давления 2 кПа, то в результате вы получите совершенно нереальное значение!

Помните также о том, что если какой-либо гидравлический контур *был рассчитан на одно значение расхода жидкости по нему*, то даже и не думайте, например, удвоить это значение, поскольку при этом вы рискуете столкнуться с серьезными проблемами.

В частности, в этом случае потери давления в контуре вырастут в 4 раза. Поскольку напор насоса, работающего в составе этого контура, должен в точности соответствовать полным потерям давления в контуре (гидравлическому сопротивлению контура), значит мощность насоса тоже должна быть увеличена в 4 раза.

И Учтите, что для обеспечения увеличенной в 4 раза гидравлической энергии насос должен потреблять в 8 раз большую электрическую мощность!

Для ясности скажем, что удвоить расход без замены насоса невозможно. Более того, любое увеличение расхода в нерассчитанном на это увеличение контуре вызовет и другие проблемы, такие как появление шума, повышенный износ элементов контура, опасность возникновения кавитации и т. д.

94.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Потери давления в гидравлическом контуре

Перед вами (см. рис. 94.6) небольшая установка, гидравлический контур которой мы специально упростили: агрегат по производству ледяной воды холодопроизводительностью 4,6 кВт подает охлажденную воду из испарителя (поз. 1) в батарею воздухоохладителя (поз. 3), на которой установлен трехходовой распределительный регулирующий клапан (поз. 2).

Потери давления на каждом из элементов гидравлического контура указаны в табл. 94.1.

Табл. 94.1.

Поз.	Элемент контура	Потери давления, м вод. ст.
1	Испаритель	см. кривую на рис. 94.7
2	Регулирующий клапан	1,5
3	Батарея воздухоохладителя	1,5
4	Фильтр	1,0

В вашем распоряжении имеется график (см. рис. 94.7), который дает зависимость потерь давления в испарителе вашей модели (И-012) от расхода воды через него.

Потери давления на трение в трубах составляют 15 мм вод. ст. на каждый метр длины трубы.

В целях упрощения, чтобы принять во внимание местные потери давления на других элементах контура (повороты, изгибы, запорные вентили и т. д.), мы добавили к потерям давления на трение в трубах еще 15% от этих потерь.

Рассчитайте полную величину гидравлического сопротивления контура.

Решение на следующей странице...

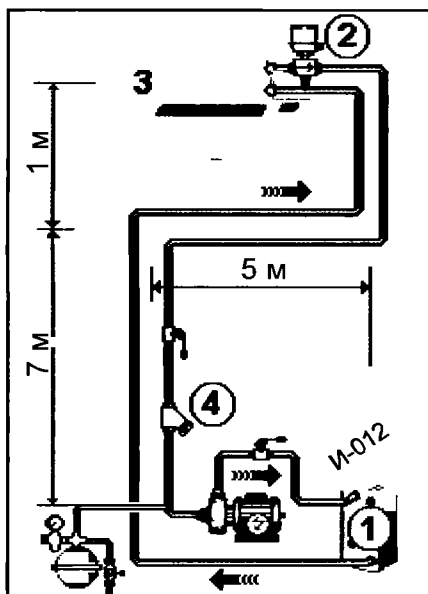


Рис. 94.6.

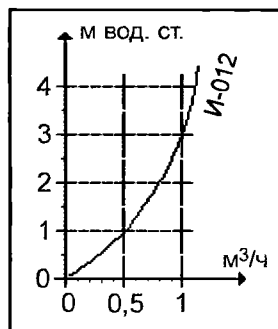


Рис. 94.7.

Решение упражнения 1

Для того, чтобы определить потери давления в испарителе, вначале мы должны найти величину расхода воды через него.

В разделе 86 мы указывали, что расход воды через испаритель можно найти по формуле $Q_v = \Phi_0 / (\Delta t_i \times 1,16)$, где Δt_i – перепад температур по воде на испарителе, который для традиционных агрегатов по производству ледяной воды можно принимать равным 5 К. Кроме того, мы знаем, что холодопроизводительность Φ_0 агрегата по производству ледяной воды равна 4,6 кВт.

Тогда расход ледяной воды будет равен: $Q_v = 4,6 / (5 \times 1,16) = 0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Из графика на рис. 94.8 можно найти, что гидравлическое сопротивление (или, что то же самое, потери давления) испарителя модели И-012 в этом случае будет равно 2 м вод. ст.

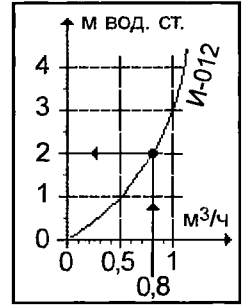


Рис. 94.8.

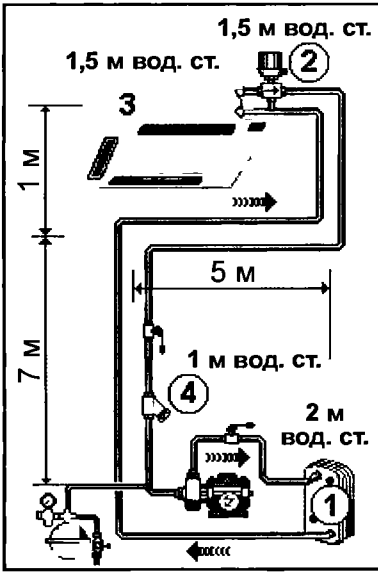


Рис. 94.9.

Длина трубопроводов от выхода из испарителя до входа в батарею составляет (см. рис. 94.9) $5 + 7 + 5 + 1 = 18$ м. Поскольку вода, естественно, должна опять возвратиться из батареи в испаритель, то полная длина трубопроводов составит $2 \times 18 = 36$ м.

Потери давления на трение на каждом метре длины трубопровода составляют 15 мм вод. ст., то есть полные потери давления в трубопроводах будут равны: $36 \times 15 = 540 \text{ мм вод. ст.}^*$

Остальные элементы контура (повороты, изгибы, запорные вентили и т. д.) дадут нам потери, составляющие 15% от указанной величины, то есть $0,54 \times 0,15 = 0,08 \text{ м вод. ст.}$. Тогда полные потери в трубопроводах будут равны $0,54 + 0,08 = 0,62 \text{ м вод. ст.}$ или, округляя, $0,6 \text{ м вод. ст.}$ Таким образом, окончательно получим:

для испарителя $\Delta P_{\text{исп}}$: 2,0 м вод. ст.

для регулирующего клапана $\Delta P_{\text{в3в}}$: 1,5 м вод. ст.

для батареи воздухоохладителя $\Delta P_{\text{бат}}$: 1,5 м вод. ст.

для фильтра $\Delta P_{\text{ф}}$: 1,0 м вод. ст.

для трубопроводов с арматурой $\Delta P_{\text{труб}}$: 0,6 м вод. ст.

Полные потери давления в контуре $\Delta P_{\text{полн}}$: 6,6 м вод. ст.

94.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Подбор насоса

Как следует из упражнения 1, насос, установленный в контуре подачи ледяной воды (см. рис. 94.9), должен преодолеть гидравлическое сопротивление 6,6 м вод. ст. при расходе $0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ (требуемая рабочая точка насоса А нанесена на график, см. рис. 94.10).

На практике очень трудно подобрать насос, который будет работать именно в этой точке. Например, на рис. 94.10 показаны напорные характеристики двух насосов: Pgg01 и Pgg02. Требуемая рабочая точка находится между этими характеристиками. Какой из этих двух насосов вы выберете? А, может быть, ни один из них не подходит?

Прежде, чем посмотреть решение, подумайте!

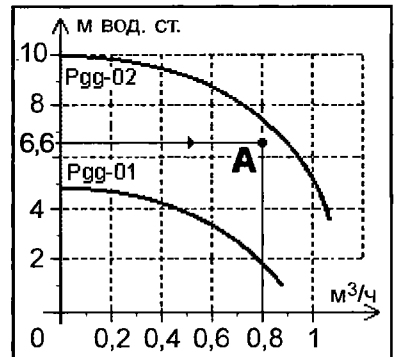


Рис. 94.10.

* Такое утверждение справедливо только при одном значении расхода воды, то есть в данном случае при расходе, равном $0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$. При других значениях расхода потери давления в трубопроводах, так же, как и в других элементах контура (клапан, фильтр, батарея и т. д.) будут другими. Поэтому, строго говоря, график, аналогичный рис. 94.7, нужно иметь для каждого элемента контура. Только при этом условии вы сможете правильно определить полные потери давления (гидравлическое сопротивление) всего контура (прим. ред.).

Решение упражнения 2

Ответить на этот вопрос невозможно, не построив так называемую гидравлическую характеристику сети. В самом деле, в разделе 86 мы уже убедились, что рабочая точка гидравлического контура обязательно находится на пересечении напорной характеристики насоса и гидравлической характеристики контура.

Мы знаем, что при расходе $0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ гидравлическое сопротивление нашей сети равно $6,6 \text{ м вод. ст.}$ Кроме того, в самом начале раздела 94 мы уже показали, что гидравлическое сопротивление связано с расходом зависимостью: $\Delta P = Z \times Qv^2$, где Z – коэффициент гидравлического сопротивления.

Применим эту зависимость для того, чтобы найти коэффициент гидравлического сопротивления нашего контура: $Z = \Delta P / Qv^2 = 6,6 / 0,8^2 = 10,3$.

Тогда можно рассчитать, что при расходе $0,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ гидравлическое сопротивление будет $\Delta P = 10,3 \times 0,6^2 = 3,7 \text{ м вод. ст.}$

При расходе $0,4 \text{ м}^3/\text{ч}$ $\Delta P = 10,3 \times 0,4^2 = 1,65 \text{ м вод. ст.}$

и так далее...

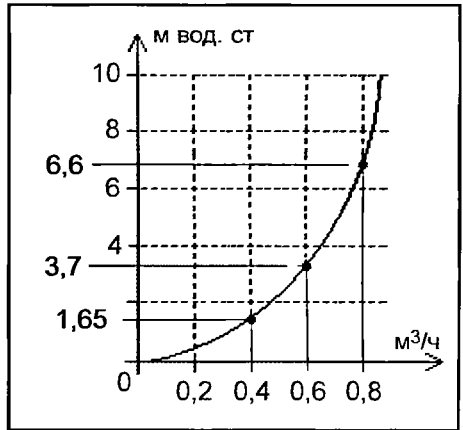


Рис. 94.11.

Имея результаты расчетов изменения гидравлического сопротивления сети при изменении расхода, мы можем построить гидравлическую характеристику сети (см. рис. 94.11). Теперь достаточно нанести эту характеристику на график с напорной характеристикой насосов (см. рис. 94.12), чтобы понять какой из двух насосов лучше всего будет соответствовать нашим потребностям (или ни один из них не подойдет, если рабочая точка не даст нужных параметров).

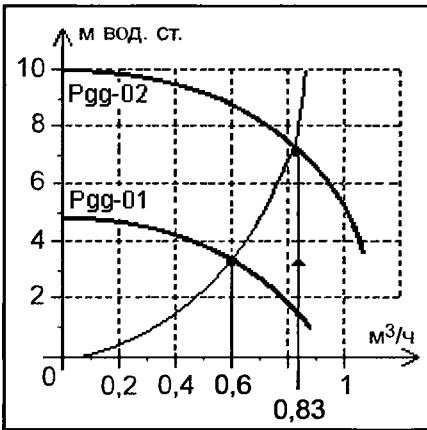


Рис. 94.12.

Насос Pgg-01 обеспечит расход только $0,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ вместо нужных нам $0,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. рис. 94.12), то есть на 25% меньше. В результате, выбрав насос Pgg-01, мы получили бы работу нашей установки при существенно заниженном расходе охлаждаемой воды и, как следствие, все признаки ненормальной работы испарителя (падение давления кипения НД, пониженный перегрев, повышенное значение перепада температур по воде на испарителе).

Насос Pgg-02 обеспечит нам расход $0,83 \text{ м}^3/\text{ч}$, то есть слегка повышенное значение по сравнению с требуемым. Впрочем, мы можем проверить, каким будет в этом случае перепад температур по воде на испарителе: $\Delta ti = \Phi_0 / (Qv \times 1,16) = 4,6 / (0,83 \times 1,16) = \text{около } 4,8 \text{ К}$, что вполне допустимо.

94.3. УПРАЖНЕНИЕ 3. Напор насоса

Когда температура ледяной воды на выходе из испарителя понизится до требуемого значения, датчик температуры остановит компрессор (схему установки см. на рис. 94.9). Можете ли вы сказать, какие значения давлений на входе в насос Pgg-02 и на выходе из него будут в этот момент?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

На входе в насос установлен расширительный бачок (так как это является лучшим из возможных мест установки расширительного бачка). Бачок установлен на уровне, который расположен на 8 метров ниже самой верхней точки установки (см. рис. 94.13), что эквивалентно давлению 0,8 бар.

Когда температура ледяной воды понизится до требуемого значения, то для того, чтобы давление в наиболее высокой точке контура гарантированно оставалось выше атмосферного, мы как обычно добавим к этой величине так называемый гарантийный запас по давлению величиной 0,5 бар.

То есть давление в расширительном бачке на входе в насос должно быть равно $0,8 + 0,5 = 1,3$ бар.

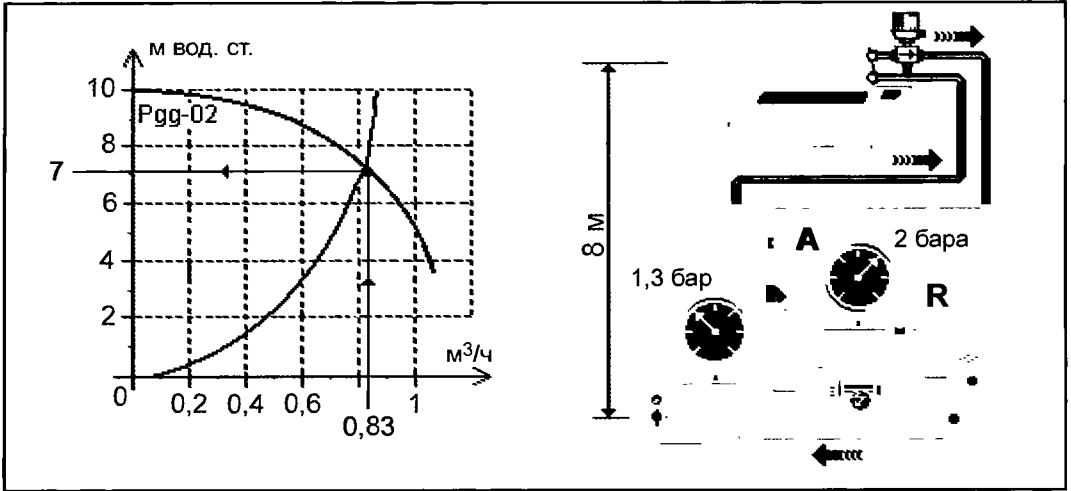


Рис. 94.13.

Согласно напорной характеристике насоса Pgg-02 и гидравлической характеристике контура (см. рис. 94.13) напор насоса при расходе $0,83 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет 7 м вод. ст.

Напомним, что в разделе 94.2 мы определили коэффициент гидравлического сопротивления данного контура $Z = 10,3$. Если мы повторно воспользуемся зависимостью $\Delta P = Z \times Qv^2$, чтобы найти гидравлическое сопротивление данного контура при расходе $0,83 \text{ м}^3/\text{ч}$, то найдем $\Delta P = 10,3 \times 0,83^2 =$ около 7 м вод. ст.



Мы еще раз убедились, что напор насоса равен полному гидравлическому сопротивлению сети.

94.4. УПРАЖНЕНИЕ 4. вентили

На рис. 94.13 манометр на входе в насос показывает давление 1,3 бар, а на выходе из насоса – 2 бара.

Что будут показывать оба манометра, если при работающем насосе закрыть вентиль R на входе в испаритель? Что будут показывать оба манометра, если закрыть запорный вентиль A, установленный перед фильтром?

*Попробуйте ответить на эти вопросы, не читая решение упражнения.
Если вы не знаете ответа, еще раз посмотрите раздел 93.5.*

Решение упражнения 4

Мы уже неоднократно убеждались в том, что давление в расширительном бачке зависит только от температуры воды.

Независимо от того, работает насос или нет, открыты или закрыты запорные вентили, давление в расширительном бачке не меняется, поскольку не меняется температура воды.

Поэтому манометр на входе в насос всегда будет показывать давление 1,3 бар, каким бы ни было положение запорных вентилях.

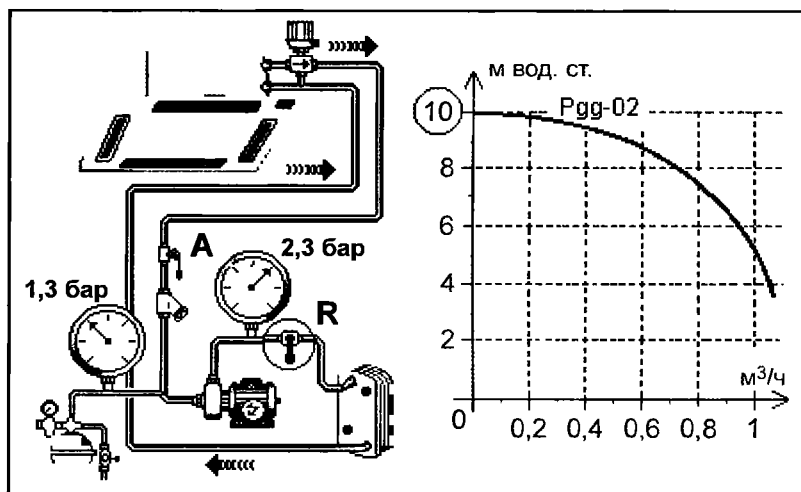


Рис. 94.14.

Однако закрытие вентиля R на выходе из насоса (см. рис. 94.14), приводит к прекращению расхода через контур (расход становится равным нулю) и в результате напор насоса достигает максимума (так называемый безрасходный режим работы насоса, см. раздел 86.1). Согласно напорной характеристике насоса pgg-02, напор этого насоса при безрасходном режиме равен 10 м вод. ст. (см. кривую на рис. 94.14).

Поэтому манометр на выходе из насоса будет показывать давление, равное $1,3 + 1 = 2,3$ бар.

Если закрыть запорный вентиль A (см. рис. 94.15), то с точки зрения гидравлики, несмотря на то, что вентиль A расположен перед фильтром на всасывании насоса и выше по потоку, чем расширительный бачок, последствия будут такие же, как и при закрытии вентиля R.

Поэтому показания манометров будут точно такими же, как и в случае закрытия вентиля R.

Напомним, что между расширительным бачком и входом в насос, то есть на участке трубопровода (поз. 1 на рис. 94.15), ни в коем случае не следует устанавливать никаких запорных элементов.

Если на участке поз. 1 установить запорный вентиль и закрыть его, то можно получить очень крупные неприятности (этот вариант подробно рассматривался нами в разделе 93.7).

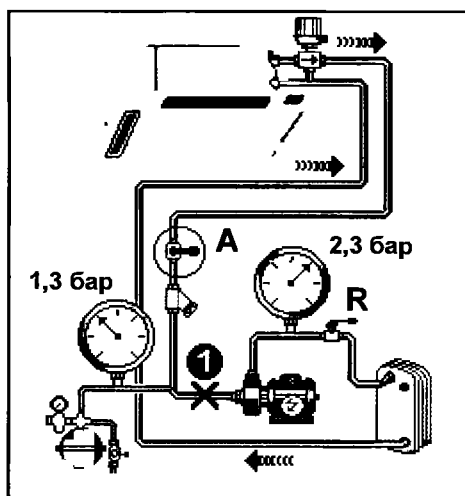


Рис. 94.15.

Б) СЛУЧАЙ НЕСКОЛЬКИХ БАТАРЕЙ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ, УСТАНОВЛЕННЫХ ПАРАЛЛЕЛЬНО

Чтобы закончить рассмотрение вопроса о подборе насоса, мы попробуем сейчас ответить на следующий вопрос: если насос предназначен для подачи воды в несколько батарей, установленных параллельно, какие потери давления следует учитывать для подбора насоса?

В качестве примера рассмотрим установку, схема которой представлена на рис. 94.16. Как видно из этой схемы, установка содержит холодильную машину для производства ледяной воды и несколько различных по размерам и конструкции батарей воздухоохладителей, которые оборудованы уравнительными вентилями и либо трехходовыми, либо двухходовыми регулирующими вентилями.

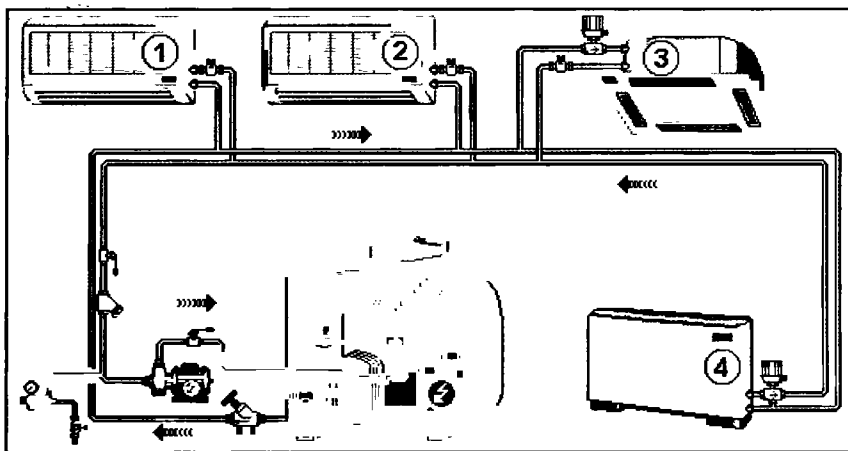


Рис. 94.16.

Мы не собираемся подробно описывать процедуру расчета каждого из элементов этой установки, так как это было бы долго и неинтересно. Мы просто попытаемся прояснить некоторые моменты.



При расчете гидравлического сопротивления сети, включающей несколько батарей, соединенных параллельно, совершенно не следует суммировать гидравлические сопротивления каждой батареи.

94.5. УПРАЖНЕНИЕ 5. Батареи, соединенные параллельно

В том случае, когда один насос подает воду нескольким потребителям (в данном случае в качестве потребителей выступают батареи воздухоохладителей), установленным параллельно (сколько их, не имеет значения, может быть 2, а может быть и 50), при подборе насоса нужно принимать во внимание только того из всех потребителей, который имеет максимальное гидравлическое сопротивление с учетом сопротивления магистралей от насоса к этому потребителю и обратно. Для упрощения, схему на рис. 94.16 мы представим в виде, изображенном на рис. 94.17. На этом рисунке мы указали гидравлические сопротивления всех потребителей и арматуры, установленной на трубопроводах (красный цвет), а также гидравлические сопротивления соединительных трубопроводов (зеленый цвет).

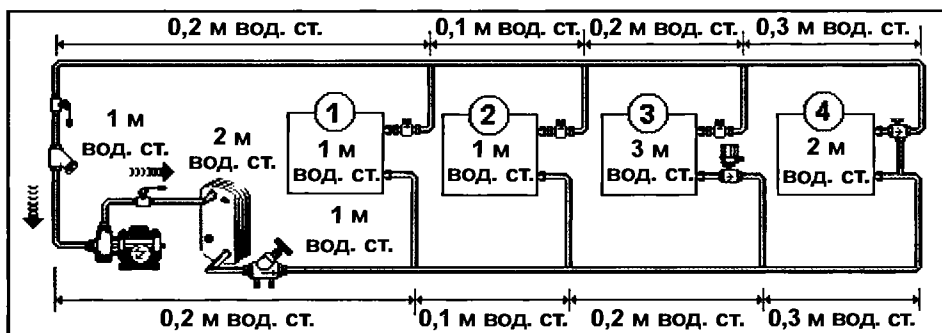


Рис. 94.17.

Попробуйте определить нужный напор насоса (решение на следующей странице).

Решение упражнения 5

Если насос должен подавать воду только в батарею № 1 (см. рис. 94.18), то он должен иметь напор, равный сумме гидравлических потерь:

на испарителе $\Delta R_{исп}$: 2 м вод. ст.

на уравнительном вентиле $\Delta R_{уравн}$: 1 м вод. ст.

в трубопроводе $\Delta R_{АВ}$: 0,2 м вод. ст.

в батарее $\Delta R_{бат1}$: 1 м вод. ст.

в трубопроводе $\Delta R_{СD}$: 0,2 м вод. ст.

и на фильтре $\Delta R_{ф}$: 1 м вод. ст.

То есть всего ΔP : 5,4 м вод. ст.

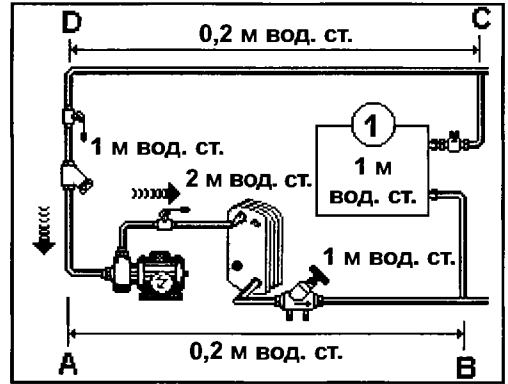


Рис. 94.18.

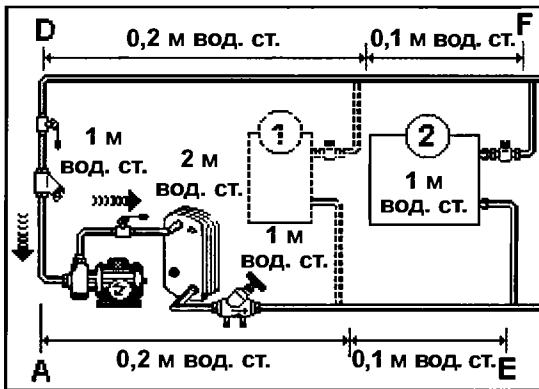


Рис. 94.19.

Если насос должен подавать воду только в батарею № 2 (см. рис. 94.19), то его напор должен быть равен:

на испарителе $\Delta R_{исп}$: 2 м вод. ст.

на уравнительном вентиле $\Delta R_{уравн}$: 1 м вод. ст.

в трубопроводе $\Delta R_{АЕ}$: 0,3 м вод. ст.

в батарее $\Delta R_{бат2}$: 1 м вод. ст.

в трубопроводе ΔR_{FD} : 0,3 м вод. ст.

и на фильтре $\Delta R_{ф}$: 1 м вод. ст.

То есть всего ΔP : 5,6 м вод. ст.

Точно так же, если насос должен подавать воду только в батарею № 3 (см. рис. 94.20), то его напор H_n должен быть равен: $H_n = 2 + 1 + 0,5 + 3 + 0,5 + 1 = 8$ м вод. ст.

И наконец, для батареи № 4 $H_n = 7,6$ м вод. ст. (автор предлагает вам самостоятельно проверить все слагаемые).

Чтобы обеспечить требуемый расход для каждого потребителя, насос должен иметь напор, способный преодолеть гидравлическое сопротивление контура, который имеет максимальное гидравлическое сопротивление, то есть контура, включающего батарею № 3 (с полным гидравлическим сопротивлением 8 м вод. ст.).

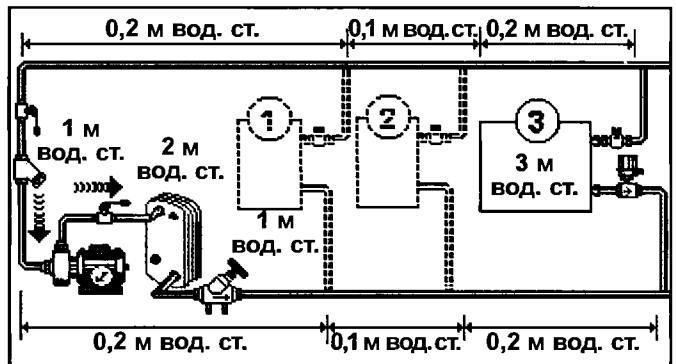


Рис. 94.20.

Разумеется, что для контуров, включающих батареи № 1, № 2 и № 4, этот напор будет слишком велик и потребуется частично перекрыть установленные на них уравнительные вентили, чтобы не допустить чрезмерного расхода через перечисленные батареи (проблемы выравнивания гидравлических сопротивлений будут рассмотрены немного позже).

Естественно, расход насоса должен быть равен сумме расходов через каждую батарею.

95. КОНТРОЛЬ РАСХОДА С ПОМОЩЬЮ ИЗМЕРЕНИЯ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА ИСПАРИТЕЛЕ

Мы только что увидели как можно определить расход воды в установке, измеряя напор насоса. Однако такой метод применим только в том случае, когда вы располагаете высококачественными манометрами и точной напорной характеристикой насоса. Вместе с тем, для современных установок приведение расхода в соответствие с требуемым является весьма существенным условием их нормальной работы. В самом деле, современные теплообменники имеют все более и более совершенные характеристики, но одновременно они становятся все более и более узкими к нарушениям подачи воды.

Если на трубопроводе ледяной воды, выходящем из испарителя, есть штуцер отбора давления, а в вашем распоряжении есть гидравлическая характеристика водного тракта данного испарителя (то есть, зависимость гидравлического сопротивления от расхода), то вы получаете дополнительную возможность контролировать расход ледяной воды.

Когда в распоряжении имеется только один манометр (см. рис. 95.1), вы можете последовательно установить его вначале в точках А и В, а затем в точках В и С, и измерить давление воды в этих точках. На рис. 95.1 потери давления на испарителе равны разности давлений в точках С (P_с) и В (P_в), то есть $\Delta P_{исп} = P_c - P_v = 1,8 - 1,6 = 0,2$ бар (или 2 м вод. ст.).

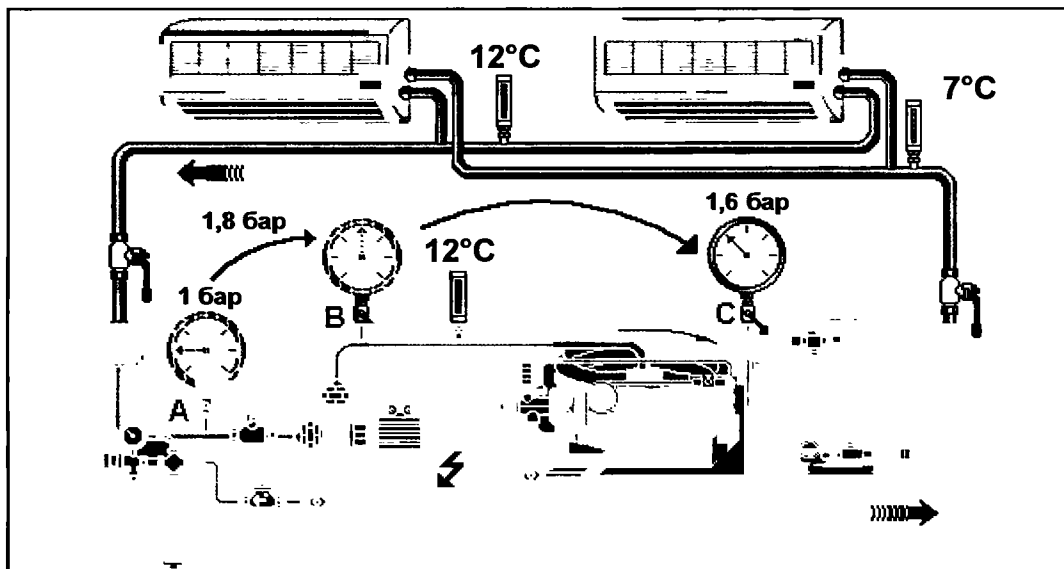


Рис. 95.1.

С помощью гидравлической характеристики испарителя (см. рис. 95.2) находим, что потери давления 2 м вод. ст. соответствуют расходу 3 м³/ч.

Примечание 1. Разностью высот (пьезометрической разностью) между штуцерами отбора давления можно пренебрегать, если она не превышает 0,25 м. В противном случае эту разность необходимо учитывать (см. раздел 76).

Примечание 2. Гидравлическая характеристика на рис. 95.2 построена с использованием логарифмической шкалы (пояснения см. в разделе 94).

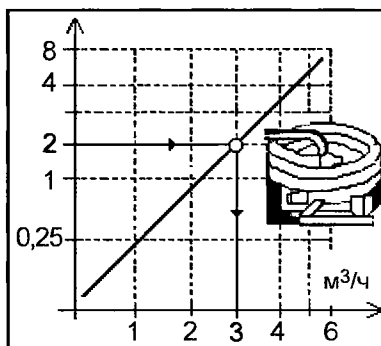


Рис. 95.2.

Примечание 3. На рис. 95.1 мы изобразили коаксиальный испаритель. Однако в современных установках по производству ледяной воды очень часто используются паяные пластинчатые испарители, которые имеют превосходные теплообменные характеристики, гораздо меньшие размеры, небольшой внутренний объем как по воде, так и по хладагенту, но которые очень чувствительны к замерзанию воды в них и, следовательно, менее стойки к разрушению при прекращении или снижении расхода воды.

На рис. 95.3 показано устройство такого испарителя. Хладагент входит в патрубок 1 и выходит из патрубка 2. Вода входит в патрубок 3 и выходит из патрубка 4.

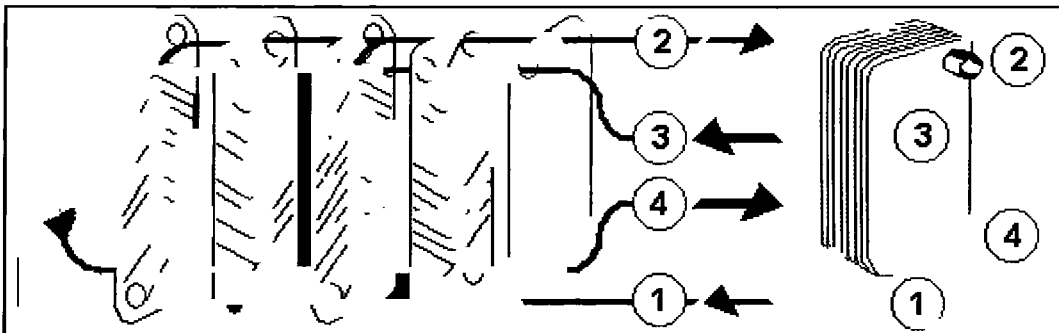


Рис. 95.3.

Разумеется, для пластинчатых испарителей действуют те же правила, что и для испарителей других типов:

- ▶ Хладагент и вода циркулируют по схеме противотока.
- ▶ Подогретая в воздухоохладителе вода входит в испаритель со стороны выхода паров хладагента, чтобы оптимизировать зону перегрева.

Пластины имеют шевронные гофры для увеличения поверхности теплообмена и интенсификации теплообменного процесса. Сами гофрированные пластины очень тонкие, а шаг гофрирования достаточно мелкий, то есть число гофров на каждой пластине достаточно велико.

При монтаже установки холодильный контур, как правило, остается довольно чистым, в отличие от контура ледяной воды. Контур воды может содержать множество различных металлических опилок, частиц и других загрязнений, которые способны серьезно повредить испаритель.

Контроль расхода воды в таких испарителях гораздо более важен, чем для классических испарителей, поскольку в пластинчатых испарителях опасность замерзания воды существенно выше. Кроме того, не забывайте, что в пластинчатых испарителях каналы очень узкие и гораздо меньшее количество грязи может привести к непоправимым последствиям! Поэтому на входе воды в пластинчатый испаритель обязательно необходимо устанавливать фильтр, чтобы предотвратить любую опасность засорения или загрязнения пластин.

Фильтр должен иметь достаточно мелкие ячейки (как правило, не более 1 мм). После ввода установки в эксплуатацию насос должен проработать как минимум в течение 1 часа, после чего следует очистить фильтр. Если фильтр оказался сильно загрязненным, то прежде, чем запустить компрессор, следует повторить указанную процедуру.



Высокое значение гидравлического сопротивления испарителя не обязательно говорит о повышенном расходе. Оно может также указывать на то, что испаритель засорился. Для пластинчатых испарителей это не редкость. В таком случае подумайте о том, чтобы проверить перепад температур по воде на испарителе, и тогда из двух возможных причин повышения гидравлического сопротивления испарителя вы можете остановиться на одной.

96. НАСОС И СЕТЬ: СОГЛАСОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК

А) ПАРА “НАСОС И СЕТЬ”

Как удостовериться, что расход в сети соответствует номиналу при работе насоса в составе гидравлической сети? В нашем арсенале есть несколько способов для быстрой оценки расхода в сети.

- ▶ Нанести величину измеренного напора на напорную характеристику насоса.
- ▶ Нанести величину гидравлического сопротивления испарителя на его гидравлическую характеристику.
- ▶ Узнать, если можно, номинальную холодопроизводительность испарителя и измерить перепад температур по воде на нем.

Сейчас мы рассмотрим пример того, как можно реализовать все три способа и пополним ваши знания.

1) Перед измерением напора померяйте его величину при нулевом расходе $Н_0$ (см. раздел 93.5).

В нашем примере, если при нулевом расходе напор не равен 10 м вод. ст. (см. рис. 96.1), значит что-то не в порядке: либо ваши действия неправильны, либо ваши манометры установлены некорректно, либо используемая вами напорная характеристика не соответствует насосу и т. д.

В этом случае, прежде чем переходить к следующему этапу, разберитесь в чем дело (алгоритм поиска неисправностей насоса см. в разделе 93.1).

2) Откройте все вентили контура и померяйте напор насоса $Н$.

В нашем примере напор $Н = 3,1 - 2,5 = 0,6$ бар (или 6 м вод. ст.). Согласно напорной характеристике расход по контуру равен $4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Однако не следует считать этот результат абсолютно достоверным и точным. Форма напорной характеристики (пологая или крутая), ее размеры (3 x 4 см или 30 x 40 см), разность уровней, на которых находятся манометры, диапазон их измерений (0-4 бар или 0-10 бар) могут приводить к более или менее значимым, но неизбежным ошибкам.

Как правило, точность измерения $\pm 10\%$, считается вполне удовлетворительной: измерения, проводимые на монтажной площадке, нельзя сравнивать с лабораторными измерениями.

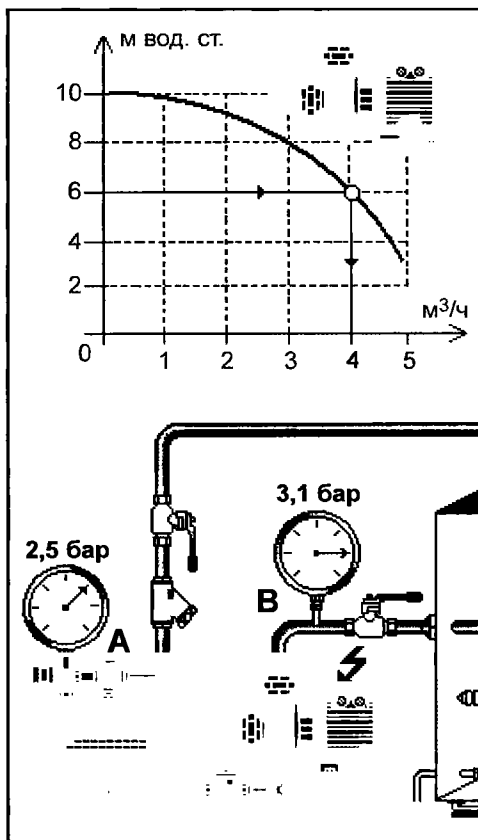


Рис. 96.1.



Поэтому всегда желательно проверить результат измерения расхода другими способами.

3) Померяйте перепад давления по воде на испарителе $\Delta P_{исп}$. Если, например, $\Delta P_{исп} = 3,5$ м вод. ст. (см. рис. 96.2), значит расход воды через испаритель равен $4 \text{ м}^3/\text{ч}$, что соответствует результату измерения напора насоса.

Этот результат подтверждает, что расход воды в установке действительно равен $4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

4) Померяем перепад температур по воде на испарителе. Мы видим (см. рис. 96.3), что он составляет $3,8 \text{ К}$.

Номинальный перепад температур по воде должен составлять около 5 К . Замеренный перепад оказался немного ниже, что свидетельствует либо о недостатке холодопроизводительности, либо о повышенном расходе воды через испаритель.

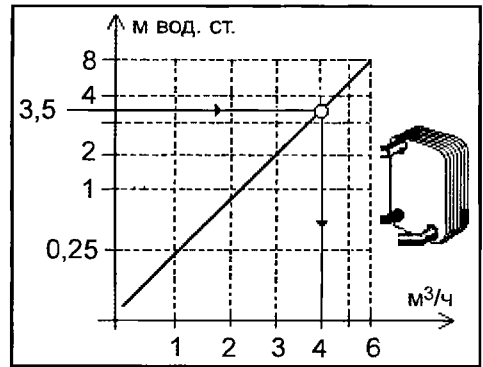


Рис. 96.2.



Если перепад температур по воде слишком большой, значит расход воды наверняка упал. Однако, если перепад температур по воде низкий, значит либо расход воды через испаритель больше номинального, либо холодопроизводительность холодильной машины ниже номинальной.

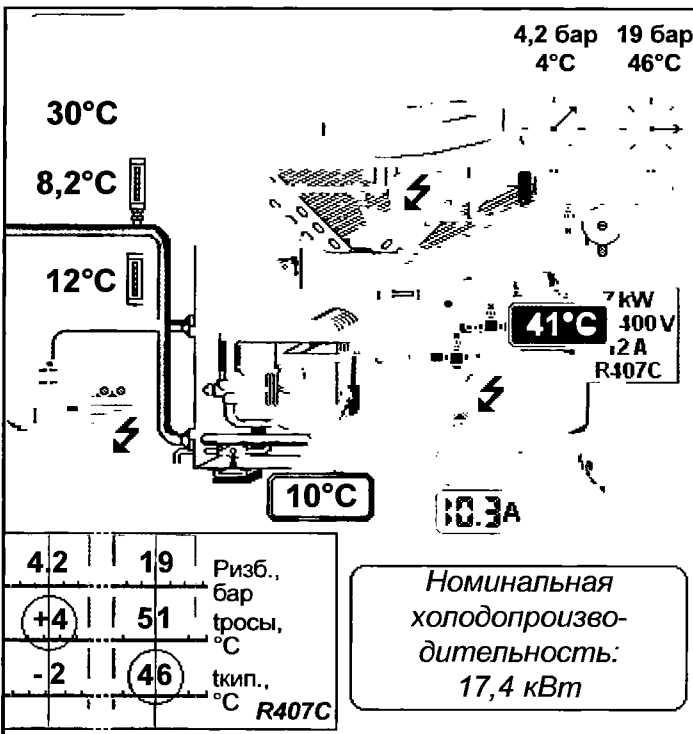


Рис. 96.3.

Давление кипения (НД) соответствует температуре $+4^\circ\text{C}$ при температуре воды на входе в испаритель 12°C , давление конденсации (ВД) соответствует температуре 46°C при температуре наружного воздуха 30°C .

Перегрев пара в точке, где стоит термобаллон ТРВ, составляет 6 К , а переохлаждение жидкого хладагента на выходе из конденсатора равно 5 К . Температурный напор на входе в испаритель равен $4,2 \text{ К}$, температурный напор на входе в конденсатор составляет 16 К . Потребляемый ток равен $10,3 \text{ А}$.

Все рабочие параметры холодильной машины представляются абсолютно нормальными (вы можете сравнить их с номинальными значениями, приведенными в разделе 91.4).

Следовательно, априори можно исключить такую причину пониженного перепада температур по воде на испарителе, как аномалии в работе холодильной машины, значит низкое значение перепада температур по воде действительно обусловлено повышенным расходом воды через испаритель.

Оценивая расход способом измерения напора насоса, мы получили величину 4 м³/ч (это же значение мы получили, измеряя перепад давления на испарителе), которая представляется вполне достоверной. Итак, при расходе $Q_v = 4 \text{ м}^3/\text{ч}$ и перепаде температур по воде на испарителе $\Delta t_{\text{воды}} = 3,8 \text{ К}$ мы сможем оценить холодопроизводительность Φ_0 нашей холодильной машины для производства ледяной воды, используя эмпирическую зависимость из раздела 86:

$$\Phi_0 = Q_v \times \Delta t_{\text{воды}} \times 1,16 = 4 \times 3,8 \times 1,16 = 17,6 \text{ кВт.}$$

- ▶ **Если мы знаем номинальную холодопроизводительность холодильной машины по производству ледяной воды**, то сможем сравнить найденный результат (в разделе 91.5 мы видели, что эта холодопроизводительность составляет около 17,4 кВт). Не надо переживать, если эти данные будут немного различаться: погрешность в оценке холодопроизводительности обусловлена как способами и средствами измерений, так и колебаниями холодопроизводительности в зависимости от давления кипения (НД) и давления конденсации (ВД). Теперь же мы можем сказать, что для обеспечения перепада температур по воде на испарителе $\Delta t_{\text{воды}} = 5 \text{ К}$, расход должен составить около $17,4 / (5 \times 1,16) = 3 \text{ м}^3/\text{ч}$.
- ▶ **Если мы совершенно не хотим иметь дело с таким параметром, как номинальная холодопроизводительность**, то можем просто составить пропорцию. В самом деле, если при перепаде температур по воде 3,8 К расход равен 4 м³/ч, то для получения перепада температур по воде 5 К расход нужно снизить до $4 \times 3,8 / 5 = 3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Б) КАКИМИ БУДУТ ПОСЛЕДСТВИЯ ПОВЫШЕННОГО РАСХОДА?

Повышенный расход обязательно приводит к росту скорости воды в трубопроводах. Увеличение скорости вызывает не только усиление шумов и гудение труб, но и повышенный износ и ускоренное старение арматуры (клапанов, вентилях и т. д.).



Кроме того, потребляемая насосом электроэнергия, так же как и мощность, возрастает пропорционально отношению расходов в кубе. Поясним: повышение расхода на 25% приводит к росту потребляемой мощности примерно на 95%. Подумайте об этом, когда ваш насос будет выключен защитой по току или тепловой защитой!

96.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Снижение влажности

В установках кондиционирования воздуха, где требуется поддержание заданной влажности, может встретиться еще одна проблема. В примере на рис. 96.4 осушка воздуха при температуре воды на входе в воздухоохладитель 6°C производится очень хорошо.

И наоборот, при температуре воды на входе в воздухоохладитель 8,2°C, влага на батарее воздухоохладителя не осаждается и клиент вызывает вас для ремонта, так как в помещениях "слишком влажно". **Сможете ли вы объяснить это явление?**

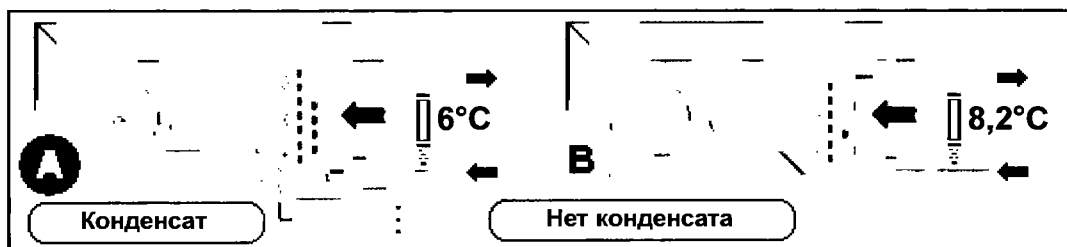


Рис. 96.4.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Допустим, что воздух, подаваемый на вход в батарею воздухоохладителя, имеет влажность, соответствующую точке *С* на диаграмме влажного воздуха (см. раздел 72) с температурой точки росы, равной $8,2^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 96.5).

Осушка такого воздуха на воздухоохладителе возможна только в том случае, если температура поверхности оребрения ниже $8,2^{\circ}\text{C}$.

При повышенном расходе воды через испаритель перепад температур по воде на испарителе Δt воды снижается. Следовательно, температура воды, выходящей из испарителя и, соответственно, поступающей в батарею воздухоохладителя, растет. Однако, чем выше температура воды на входе в батарею, тем хуже осушается воздух, проходящий через батарею. Чтобы предотвратить повышение влажности воздуха на выходе из батареи воздухоохладителя, необходимо обеспечить такой расход воды в гидравлическом контуре, который был заложен при проектировании установки.

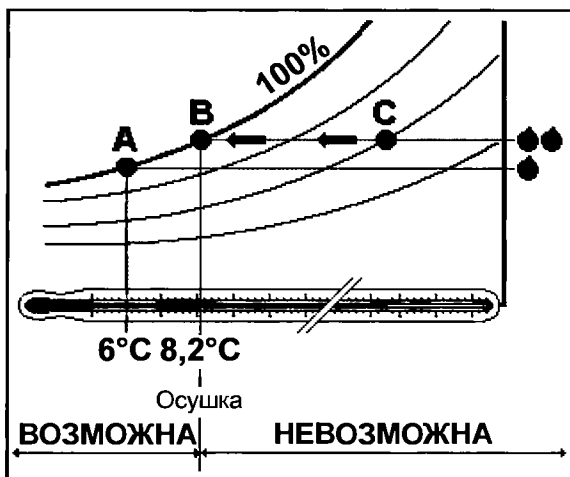


Рис. 96.5.

В) ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА И СЕТИ НЕ СОГЛАСОВАНЫ: КАК ИЗМЕНИТЬ ХАРАКТЕРИСТИКУ СЕТИ!

Мы только что убедились, как важно предотвратить повышение расхода воды. Одновременно столь же существенным является и определение номинального расхода воды для установки данной холодопроизводительности: как это сделать, мы показали выше.

А теперь посмотрим, что нужно предпринять, чтобы привести расход в норму, то есть в данном случае понизить с 4 до $3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Поскольку характеристики насоса и гидравлической сети согласованы неудовлетворительно, нужно изменить одну из характеристик этой пары. **Вначале изучим возможность изменения характеристики сети.**

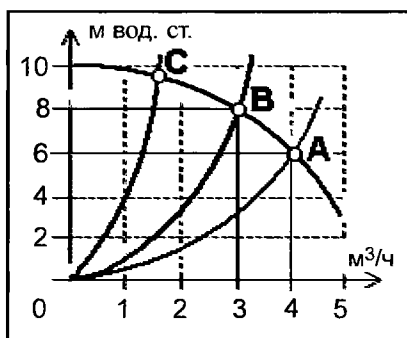


Рис. 96.6.

Гидравлическая характеристика нашей сети изображена красным цветом на рис. 96.6 (как построить эту характеристику, мы рассказали в разделе 94.3). Из этой характеристики видно, что при гидравлическом сопротивлении сети $\Delta P = 6 \text{ м вод. ст.}$ расход равен $4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Рабочая точка (А) пары “насос-сеть” находится на пересечении гидравлической характеристики сети с напорной характеристикой насоса.

Для того, чтобы изменить характеристику сети, достаточно слегка прикрыть уравнительный вентиль, чтобы повысить потери давления в сети и, следовательно, понизить расход. По мере закрытия уравнительного вентиля рабочая точка будет перемещаться по напорной характеристике насоса из положения А в положение В.

В результате постепенного закрытия уравнительного вентиля, в точке В мы получим требуемые параметры функционирования пары “насос-сеть”. Новая гидравлическая характеристика сети показана на рис. 96.6 зеленым цветом. Расход воды по контуру в точке В будет равен $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ при потерях давления в сети $\Delta P = 8 \text{ м вод. ст.}$ Если уравнительный вентиль перекрыть слишком сильно, то рабочая точка продолжит свое движение по напорной характеристике насоса в направлении к точке С. При нахождении рабочей точки в положении С мы столкнемся с признаками неисправности, обусловленной пониженным расходом воды.

Не надейтесь, что вам удастся отрегулировать расход с помощью запорного вентиля (поз. 1 на рис. 96.7), аналогичного вентилю градири 1/4".

Назначение запорных вентиля не позволяет использовать их для регулирования расхода, тем более, что их конструкция потребовала бы от вас ювелирной точности при изменении положения их запорного элемента. Кроме того, положение запорных элементов у этих вентилях легко нарушить случайным прикосновением к рукоятке.

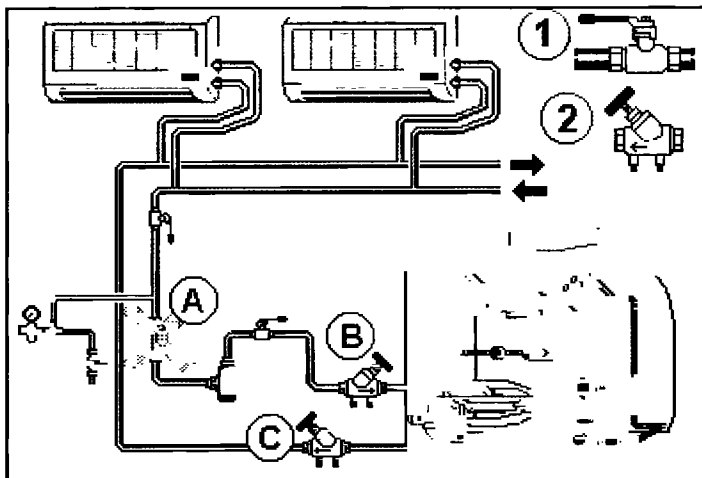


Рис. 96.7.

Для регулирования расхода путем изменения гидравлической характеристики сети вам потребуется уравнильный вентиль (поз. 2). Чуть позже у нас еще будет возможность поговорить об этих вентилях подробнее.

X Напоминаем (мы говорили об этом в разделе 93.7), что между расширительным бачком и входом в насос (поз. А на рис. 96.7) не должно быть никаких запорных или регулирующих органов, даже уравнильных вентилях.

А вот установка регулирующих вентилях в точках В или С вполне разумна.

96.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Уравнильный вентиль

Рабочая точка нашей установки в настоящее время находится в положении А (см. рис.96.8). Чтобы снизить расход с 4 м³/ч до 3 м³/ч мы начинаем прикрывать уравнильный вентиль, меняя тем самым гидравлическую характеристику сети и переводя рабочую точку установки из положения А в положение В. В этой новой точке напор насоса повышается до 8 м вод. ст.

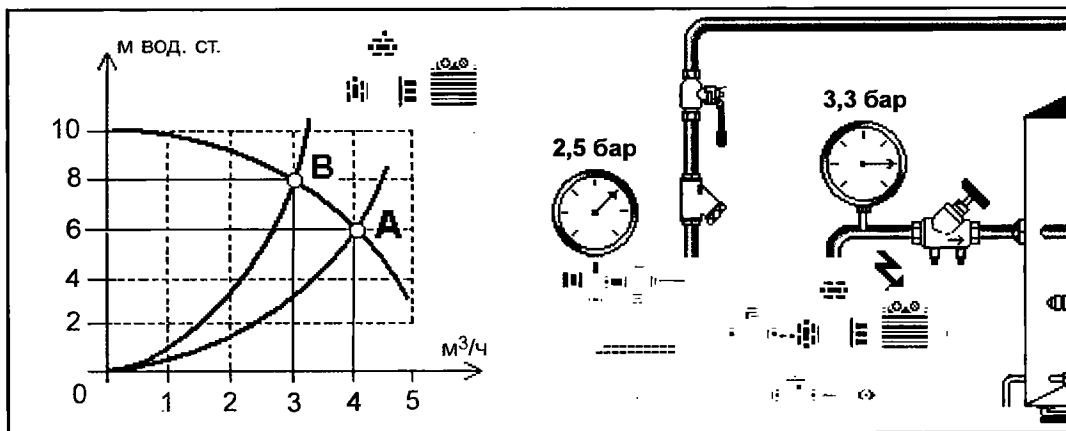


Рис. 96.8.

Как по-вашему, каковы должны быть дополнительные потери давления на уравнильном вентиле?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Для понижения расхода с $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ до $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ нужно “пережать” уравнильный вентиль, что одновременно приводит к росту напора насоса и переходу рабочей точки из положения А в положение В (см. рис. 96.9).

В точке В наступает равновесие между новым значением гидравлического сопротивления сети (8 м вод. ст. вместо 6 м вод. ст.) и новым значением напора насоса при расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (вместо $4 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Однако считать, что прирост потерь давления в сети при переходе от точки А к точке В должен составлять $8 - 6 = 2 \text{ м вод. ст.}$ будет неправильным: нельзя сравнивать потери давления при расходе $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ с потерями давления при расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Очевидно, что уравнильный вентиль должен повысить гидравлическое сопротивление сети с 3 м вод. ст. (точка С на рис. 96.9) при расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ до 8 м вод. ст. (точка В) при том же расходе, то есть дополнительные потери давления на уравнильном вентиле должны составить $8 - 3 = 5 \text{ м вод. ст.}$ при расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ (отрезок В-С).

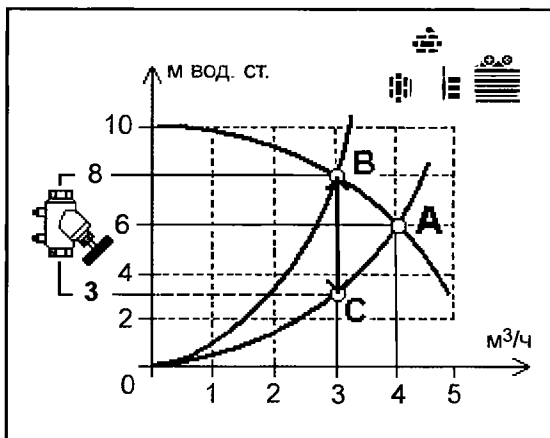


Рис. 96.9.

Настройка сети заканчивается тем, что напор насоса становится равным 8 м вод. ст., а расход $3 \text{ м}^3/\text{ч}$. Однако рекомендуется проконтролировать расход другим способом.

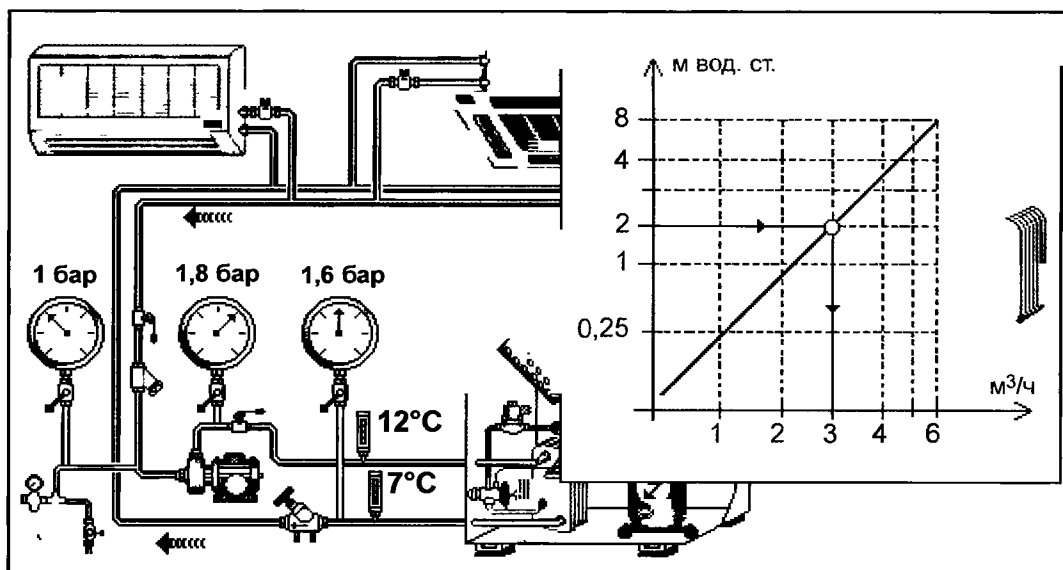


Рис. 96.10.

Мы можем убедиться, что потери давления на испарителе снизились: при расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ они стали равны 2 м вод. ст. (см. рис. 96.10).

Очень важно также удостовериться в том, что перепад температур по воде на испарителе вырос и приблизился к номинальному значению $\Delta t_{\text{и}} = 5 \text{ К}$, при котором параметры работы холодильной машины становятся нормальными.

Г) ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА И СЕТИ НЕ СОГЛАСОВАНЫ: МОЖЕТ БЫТЬ, ЗАМЕНИТЬ НАСОС!

Теперь, когда мы увидели каким образом можно изменить гидравлическую характеристику сети, изучим возможность замены насоса. Однако будем помнить, что замена насоса – это крайний случай, поскольку она означает, что при проектировании установки была допущена серьезная ошибка.

Насосы с механическим уплотнением (см. раздел 90), которые обычно устанавливают на небольших холодильных машинах по производству ледяной воды, чаще всего имеют только одну скорость (число оборотов). Поэтому разработчики гидравлических модулей предпочитают использовать высоконапорные насосы (следовательно, с высоким значением напора Но при нулевом расходе) и уравнильный вентиль. Такая конструкция заметно упрощает жизнь монтажнику. Можно очень просто регулировать расход для множества различных гидравлических контуров и, следовательно, обеспечивать требуемый расход только за счет настройки уравнильного вентиля, как мы только что увидели. Недостатком такого варианта является то, что клиент вынужден будет платить лишние деньги за энергопотребление насоса, зачастую явно переразмеренного.

Если установка оборудована насосом с регулируемым числом оборотов, то обеспечить требуемый расход можно изменением числа оборотов насоса при одновременной *экономии потребления электроэнергии*.

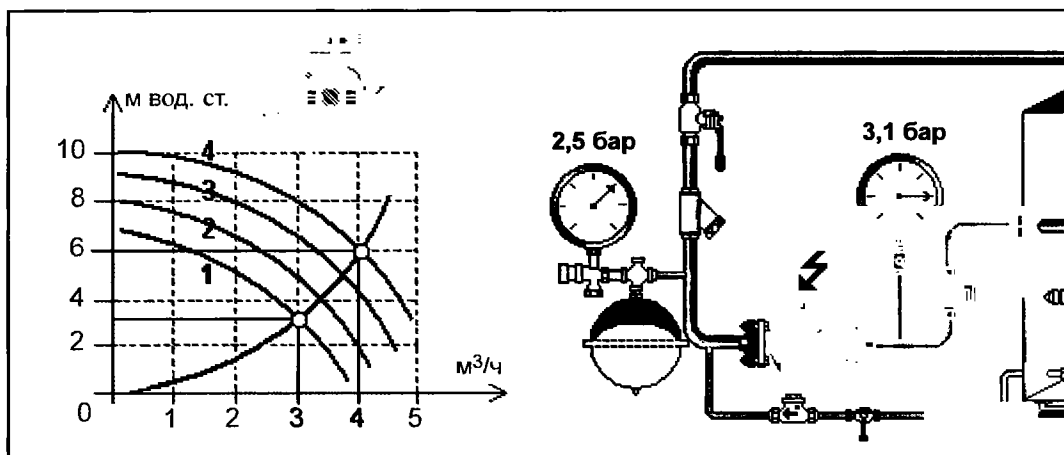


Рис. 96.11.

Например, чтобы понизить расход по контуру с 4 м³/ч до 3 м³/ч достаточно понизить число оборотов насоса и перейти с напорной характеристики 4 на напорную характеристику 1 (см. рис. 96.11). Это очень простой способ, но он требует, чтобы специалист, который им пользуется, умел строить напорные характеристики одного и того же насоса при разных числах оборотов (см. раздел 94.3).

Если вы не располагаете напорной характеристикой насоса, то надо действовать последовательно: изменить число оборотов, измерить расход (и так далее), до тех пор, пока вы не получите значение расхода, близкое к тому, которое вам нужно.

Таким образом, мы рассмотрели 3 способа определения расхода ледяной воды и оценки рабочих параметров установки.



Разумеется, что все три способа определения расхода воды в конечном итоге должны давать один и тот же результат.

97. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫЙ ИЛИ ПАРАЛЛЕЛЬНЫЙ МОНТАЖ НАСОСОВ

Некоторые разработчики небольших установок по производству ледяной воды включают в состав установки два насоса, работающих параллельно в одном и том же гидравлическом контуре. Автомат, управляющий работой установки, попеременно подключает к работе то один насос, то другой. Как правило, автомат меняет насосы ежедневно. Такое чередование позволяет, помимо всего прочего, предотвратить возможность заедания, которое иногда происходит после длительной остановки насоса (см. раздел 92).

В случае отказа одного из насосов это также позволяет избежать длительной остановки агрегата на ремонт, поскольку на помощь приходит другой насос (см. упражнение 2 в разделе 100.2).

А) ЧТО ПРОИСХОДИТ С РАСХОДОМ, ЕСЛИ ОБА НАСОСА, УСТАНОВЛЕННЫЕ ПАРАЛЛЕЛЬНО, НАЧИНАЮТ РАБОТАТЬ ОДНОВРЕМЕННО?

Для того, чтобы пополнить ваши знания в области гидравлики, мы попытаемся объяснить, что произойдет, если два параллельно установленных насоса начнут работать одновременно.

97.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Параллельная работа насосов

Два абсолютно одинаковых насоса P1 и P2 установлены параллельно, как показано на рис. 97.1.

- ▶ Все четыре запорных вентиля открыты.
- ▶ Насос P1 работает
- ▶ Насос P2 выключен.
- ▶ Манометр на всасывании (вход в насос) показывает 1,5 бар.
- ▶ Манометр на нагнетании (выход из насоса) показывает 2,1 бар.

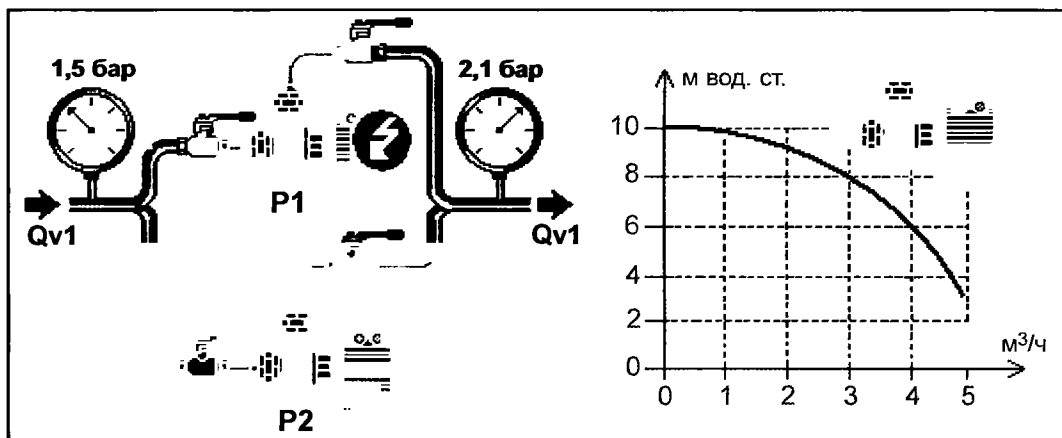


Рис. 97.1.

Каким будет расход по контуру Qv1 установки (см. рис. 97.1) согласно напорной характеристике насоса, показанной на этом же рисунке справа?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Неопытный или торопливый монтажник мог бы легко обмануться.

Доверяясь только напорной характеристике насоса, он сделал бы вывод о том, что при напоре 6 м вод. ст. расход по гидравлическому контуру установки составит $4 \text{ м}^3/\text{час}$, и был бы абсолютно неправ!

При этом холодильный контур имел бы все признаки неисправности, обусловленной пониженным расходом воды. Можете ли вы объяснить, почему?

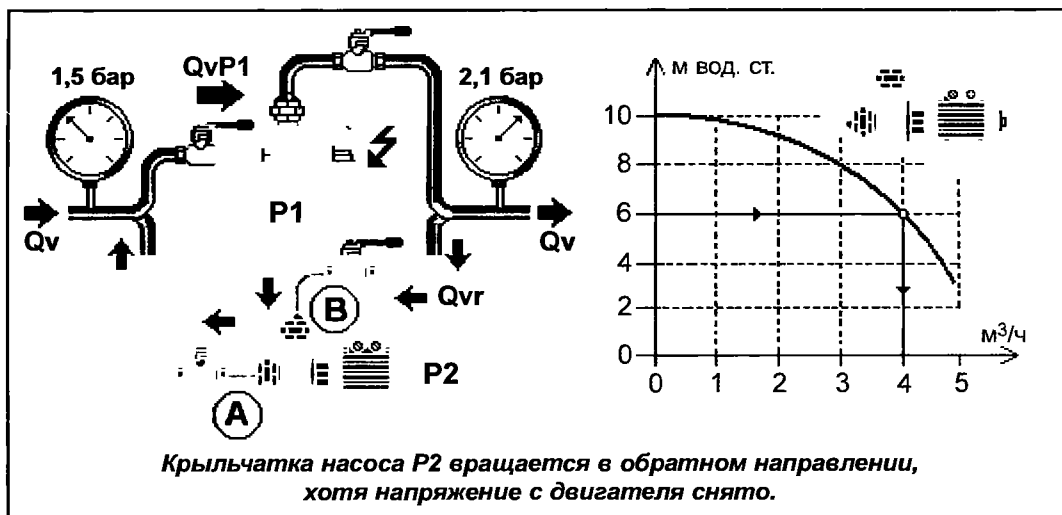


Рис. 97.2.

Согласно напорной характеристике насоса расход действительно равен $4 \text{ м}^3/\text{час}$, однако это расход Q_{vP1} который проходит только через насос P1!

В самом деле, запорные вентили на насосе P2 открыты. Давление в точке B (см. рис. 97.2) выше давления в точке A, поэтому ничто не мешает воде под давлением проходить от точки B к точке A и, следовательно, пересекать крыльчатку насоса P2 в обратном направлении.

Итак, в схеме, приведенной на рис. 97.2, существует перетекание воды с выхода насоса P1 на вход этого насоса с расходом Q_{vr} , более или менее значительным в зависимости от разности давлений и типа насоса, но результат всегда один и тот же: крыльчатка насоса P2 ведет себя как мельничное колесо и вращается в обратном направлении, хотя напряжение питания с двигателя насоса снято. Следовательно, действительный расход Q_v , который на самом деле направляется в контур охлаждения (в испаритель), будет равен $Q_{vP1} - Q_{vr}$.



Итак, будьте особенно внимательны, когда работаете с двумя параллельно установленными насосами.

УПРАЖНЕНИЕ 2

Что бы вы предложили для решения этой проблемы?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Для того, чтобы решить эту проблему, есть два способа.

Вручную закрыть по крайней мере один запорный вентиль на насосе, который в данный момент не работает (поз. 1 на рис. 97.3). Такой вариант позволит радикально предотвратить любую возможность перетекания воды с выхода насоса на его вход. Недостатком этого способа является то, что он требует ручного вмешательства при каждом переходе с одного насоса на другой. В связи с этим, автоматическое переключение в этой схеме невозможно.

Второй способ предусматривает установку обратных клапанов на выходе из каждого насоса (поз. 2 на рис. 97.3). Этот клапан также не допустит перетекания воды с выхода насоса на его вход. Преимуществом данного способа является то, что он позволяет автоматически переключаться с одного насоса на другой. Однако для того, чтобы исключить любую возможность блокировки клапана в открытом положении, гидравлический контур должен быть совершенно “чистым”. Для схемы, приведенной на рис. 97.3, настоятельно рекомендуется на входе в насосы устанавливать фильтр-очиститель, особенно если речь идет о контуре открытой градирни (см. раздел 73).

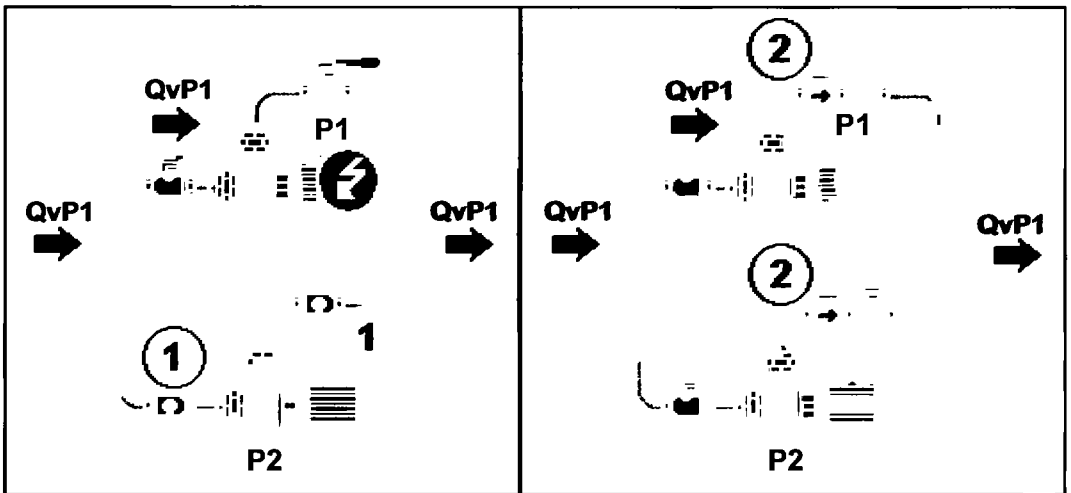


Рис. 97.3.



Итак, либо на нагнетательной магистрали каждого из насосов нужно устанавливать обратный клапан, либо вручную закрывать запорные вентили на входе в каждый из насосов при каждом переключении насосов.

УПРАЖНЕНИЕ 3

Все производители насосов предлагают в перечне своей продукции спаренные насосы, вид которых показан на рис. 97.4.

Возможно ли для такой конструкции автоматическое переключение с одного насоса на другой? Если да, то как это сделать?

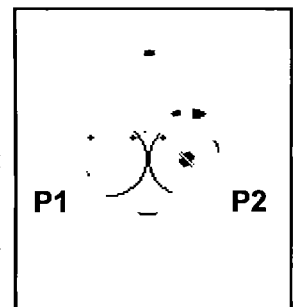


Рис. 97.4.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

Решение этой проблемы вы найдете на схеме, представленной на рис. 97.5 (описание необходимого электрооборудования вы найдете в разделе 100.2).

Итак, в процессе изготовления спаренных насосов в их конструкцию встраивают обратные клапаны, которые позволяют обеспечить автоматическое переключение насосов.

Отметим также, что данная схема позволяет обеспечить одновременную работу обоих насосов.

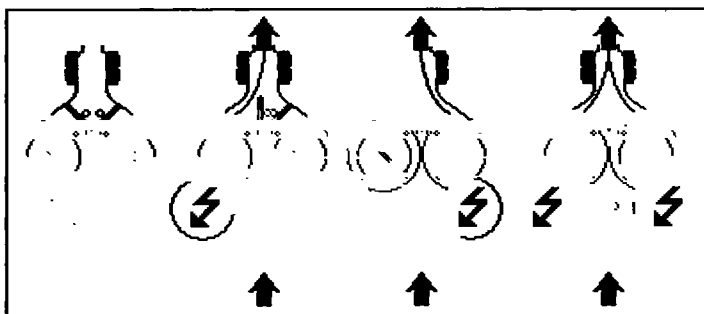


Рис. 97.5.

УПРАЖНЕНИЕ 4

Рассмотрим схему на рис. 97.6 с двумя параллельно установленными насосами, каждый из которых оборудован обратным клапаном на нагнетательном патрубке.

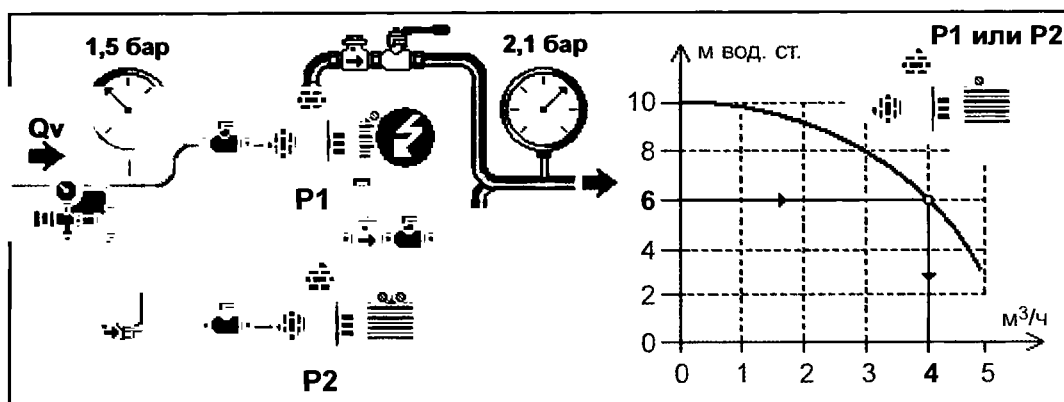


Рис. 97.6.

При работающем насосе P1 насос P2 выключен. Все запорные вентили открыты, однако никакого перетекания жидкости не происходит благодаря наличию обратных клапанов.

Измеряя напор насоса P1 находим его равным $2,1 - 1,5 = 0,6$ бар (то есть 6 м вод. ст.). Напорная характеристика насосов (она одинакова для обоих насосов) показывает, что расход воды в установке равен $4 \text{ м}^3/\text{час}$.

В этот момент запускают насос P2 и оба насоса работают одновременно.

Будет ли новый расход равен $8 \text{ м}^3/\text{час}$? Что будет показывать каждый из двух манометров?

Не отвечайте слишком быстро, вопрос не так легок, как вам кажется.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 4

Чтобы помочь вам, давайте представим себе велосипедиста на соревнованиях, который едет со средней скоростью 40 км/ч. Если несколько велосипедистов образуют группу, в которой каждый из них едет на своем велосипеде, они могут подменять друг друга, и средняя скорость немного вырастет, например, до 50 км/ч.

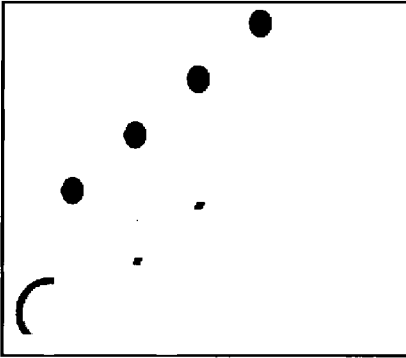


Рис. 97.7.

А что произойдет если два велосипедиста сядут на два велосипеда, соединенных параллельно, и каждый из них будет давить на педали своего велосипеда (см. рис. 97.7). Неужели их скорость удвоится и составит 80 км/ч? А если таких велосипедистов и параллельно соединенных велосипедов будет 20? Что, теперь их скорость будет равна скорости авиалайнера, то есть $20 \times 40 = 800$ км/ч? Разумеется, нет! В самом деле, сопротивление, создаваемое воздухом, растет пропорционально квадрату скорости. Это общий закон аэродинамики ($\Delta P = CX \times V^2$), где коэффициент сопротивления CX препятствует движению велосипеда и велосипедиста. В нашем примере мощность велосипедистов очень быстро достигает потолка по отношению к силе сопротивления воздуха, которая растет пропорционально квадрату скорости.

Заметьте, что мы уже видели подобную формулу в разделе 94, касающуюся потерь давления в гидравлическом контуре, которые также растут пропорционально квадрату расхода: $\Delta P = Z \times Qv^2$.

Такие же рассуждения вы можете использовать и для двух параллельно работающих насосов. Расход, конечно, может более или менее значительно возрастать, но ни в коем случае он не будет удваиваться!

Чтобы узнать, как изменится расход, не нужно быть особенно проницательным, поскольку для этого существует всегда один и тот же способ: новая рабочая точка обязательно будет находиться на пересечении гидравлической характеристики контура и напорной характеристики сдвоенного насоса (см. раздел 94.2). Только эта точка позволит вам найти новое значение расхода при новом значении напора.

Проблема заключается в том, что если нам известны напорные характеристики каждого из двух насосов (на рис. 97.8 такая характеристика, одинаковая для двух насосов, показана голубым цветом), то напорную характеристику этих же двух параллельно работающих насосов мы не имеем. Однако это не беда, мы можем построить ее сами!

Например, при напоре 8 м вод. ст. один насос обеспечивает расход 3 м³/ч (точка А). Второй насос, установленный в параллель с первым, и работая в одиночку также при напоре 8 м вод. ст., обеспечивает расход 3 м³/ч.

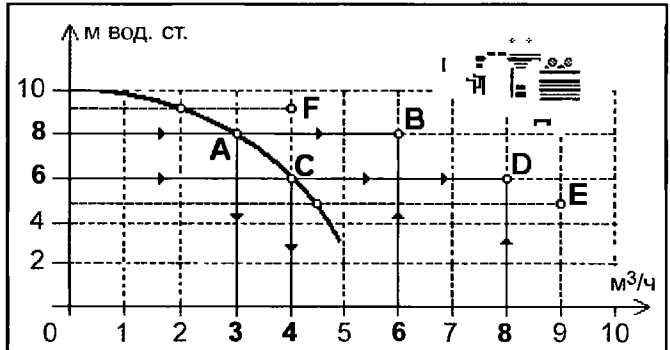


Рис. 97.8.

Следовательно, комплект из двух параллельно работающих насосов потенциально способен обеспечить расход 6 м³/ч при том же напоре 8 м вод. ст. (точка В).

Те же самые рассуждения мы можем повторить по отношению к точке С, напор в которой равен 6 м вод. ст. при расходе 4 м³/ч, получив в результате точку D (2 x 4 = 8 м³/ч), так же как и для любой другой точки голубой кривой. В итоге мы получим набор точек (F, B, D, E и т. д.), позволяющий построить напорную характеристику для двух параллельно работающих насосов.

Эта характеристика представлена в виде кривой **красного цвета** на *рис. 97.9*.

Чтобы определить, какой при этом будет расход, напомним об измерениях, о которых мы рассказали, описывая *рис. 97.6*. Один насос обеспечивает расход $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 6 м вод. ст. (**точка 1** на *рис. 97.9*).

Итак, напор равен гидравлическому сопротивлению сети: это позволяет утверждать, что гидравлическое сопротивление сети равно 6 м вод. ст. при расходе $4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

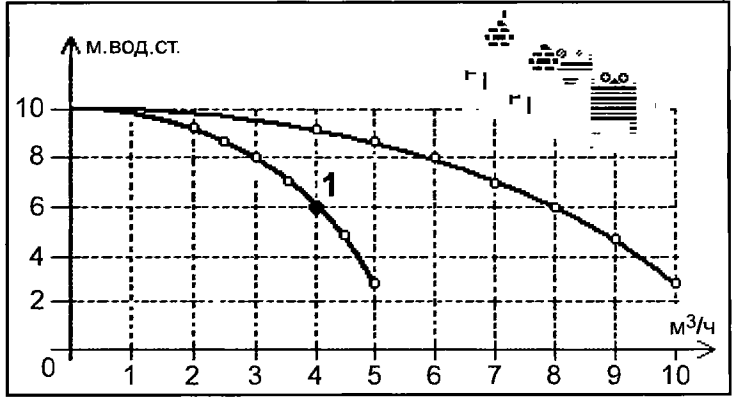


Рис. 97.9.

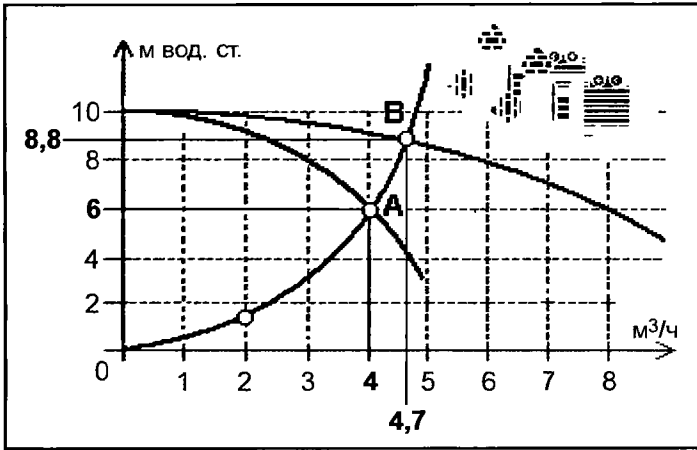


Рис. 97.10.

В разделе 94.3 мы рассказали, как построить гидравлическую характеристику сети. В данном случае на *рис. 97.10* эта характеристика представлена в виде кривой **зеленого цвета**.

Если мы имеем только один работающий насос, то его рабочая точка соответствует точке **А**, которая дает нам расход $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре 6 м вод. ст.

Та же сеть, в которой будут параллельно работать два насоса, характеризуется рабочей точкой **В**. Иначе говоря, при одновременной работе двух параллельно соединенных насосов рабочая точка пары “насосный агрегат – сеть” смещается по гидравлической характеристике сети из положения **А** в положение **В**.

Следовательно, расход вырастет с $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ до примерно $4,7 \text{ м}^3/\text{ч}$, то есть повышение расхода составит менее 20%, в то время как потребляемая электрическая мощность вырастет на 100%!

Если температура воды не изменится, то давление на входе в насос всегда останется равным $1,5 \text{ бар}$ (см. *рис. 97.11*).

Однако напор насоса, как это следует из *рис. 97.10*, несколько вырастет, то есть увеличится с 6 м вод. ст. до $8,8 \text{ м вод. ст.}$

Следовательно, манометр на нагнетании (на выходе из насоса) будет показывать $1,5 + 0,88 = 2,38 \text{ бар}$ или *около* $2,4 \text{ бар}$.

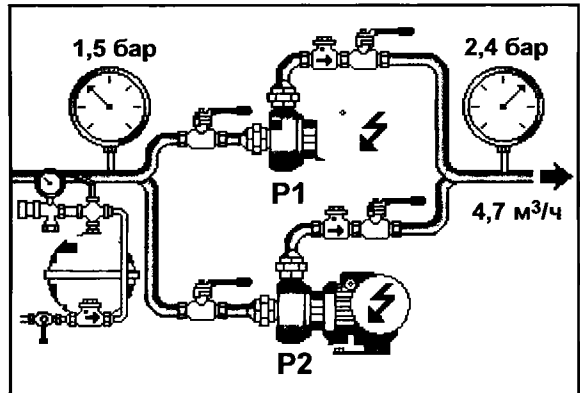


Рис. 97.11.

Для того, чтобы пополнить ваши знания, предлагаем изучить *рис. 97.12*, на котором представлена информация об изменении расхода в сетях с разным гидравлическим сопротивлением в случае перехода с одного насоса на два параллельно работающих насоса.

Анализируя данные *рис. 97.12*, можно отметить, что для сети с высоким гидравлическим сопротивлением (кривая розового цвета) изменение расхода $\Delta 2$ при переходе на два насоса (точка **C**) очень небольшое. Однако потребление электроэнергии в этом случае вырастет в 2 раза!

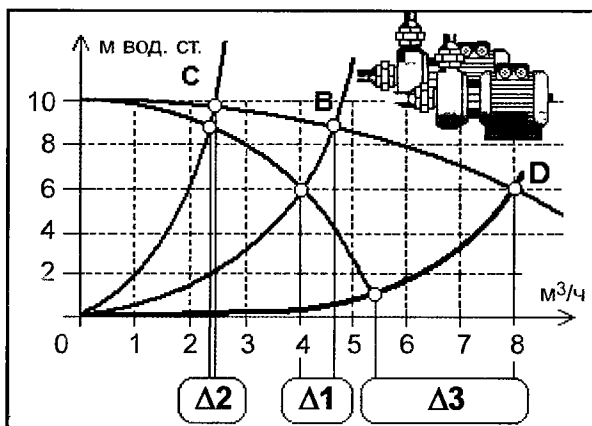


Рис. 97.12.

Из этих данных становится очевидным, что для сети с малым гидравлическим сопротивлением (кривая черного цвета) изменение расхода при переходе на два насоса (точка **D**) будет самым значительным ($\Delta 3$). В общем случае, чем меньше гидравлическое сопротивление сети, тем значительнее вырастает расход.

Итак, не заблуждайтесь: переход с одного насоса на два, работающих параллельно, не позволяет удваивать расход.

Вдобавок к этому, удвоенное потребление электроэнергии при переходе на два насоса в большинстве случаев совсем не привлекательно: гораздо лучше изначально подобрать один насос, который вам действительно необходим!

Б) А ЧТО ПРОИЗОЙДЕТ, ЕСЛИ ДВА НАСОСА БУДУТ РАБОТАТЬ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО?

Используем ту же самую аналогию, что и для насосов, работающих параллельно.

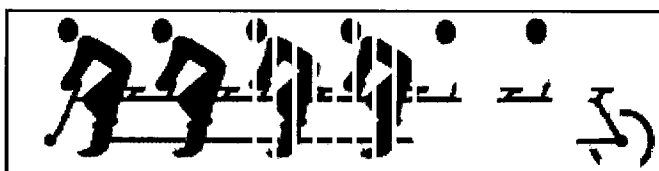


Рис. 97.13.

Представим себе велосипедистов, едущих на тандеме (см. *рис. 97.13*). Как вы думаете, смогут ли 20 велосипедистов, объединив свои силы, достичь скорости $20 \times 40 \text{ км/ч} = 800 \text{ км/ч}$?

Мы уже убедились на примере параллельно соединенных велосипе-

дистов, что это невозможно, так как сопротивление воздуха растет пропорционально квадрату скорости. С другой стороны, очевидно, что мощность нескольких человек, объединенных в коллектив, будет больше мощности каждого в отдельности: вместе они смогут представлять больше “давления” на педали.

Разумеется, если два насоса установлены последовательно, то расход Q_v , проходящий через первый насос, будет точно таким же, как и расход, проходящий через второй насос.

Кроме того, очевидно, что напор первого насоса повышает давление от значения P_1 до значения P_2 .

Точно так же напор второго насоса повышает давление от значения P_2 до значения P_3 (см. *рис. 97.14*).

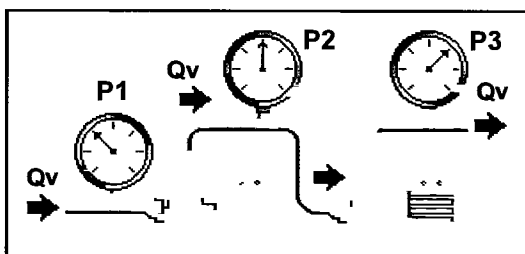


Рис. 97.14.

Впрочем, существуют насосы, изначально представляющие собой несколько ступеней, установленных последовательно (см. рис. 97.15).

О таких насосах мы уже говорили в разделе 78. Речь идет о многоступенчатых насосах (на рис. 97.15 показан четырехступенчатый насос), которые используют, когда необходимо получать высокие давления.

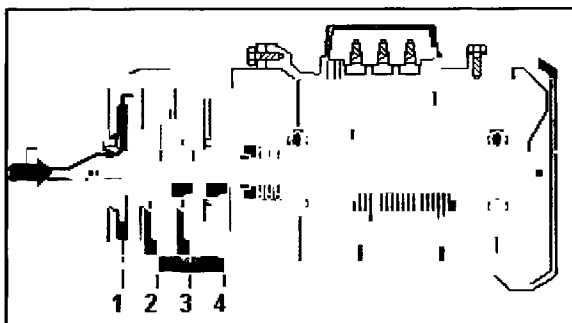


Рис. 97.15.

Например, представим себе, что вам нужно поднять на поверхность воду из колодца глубиной 200 м. В таком случае погружной насос должен создавать давление свыше 200 м вод. ст. (то есть 20 бар): простой одноступенчатый насос к этому неспособен!

Заметим, что некоторые разработчики агрегатов по производству ледяной воды предлагают гидравлический модуль, оборудованный многоступенчатым насосом, способным подавать воду в протяженные контуры с большим гидравлическим сопротивлением (следовательно, с большими потерями давления).

Для таких модулей располагаемое давление зачастую превосходит 25 м вод. ст. (т. е. 2,5 бар). С целью предотвращения нежелательного повышения расхода (см. раздел 96.1), безусловно необходимо регулировать расход с помощью уравнивающего вентиля, устанавливаемого на нагнетательной магистрали насоса (при необходимости еще раз посмотрите решение упржнения в разделе 96.2).

97.2. УПРАЖНЕНИЕ 5. Последовательная установка насосов

Посмотрите на напорную характеристику насоса (кривая красного цвета на рис. 97.16). Зная, что:

- ▶ 2 насоса с такой характеристикой установлены последовательно.
- ▶ Они совершенно одинаковы и имеют одну и ту же напорную характеристику (кривая красного цвета на рис. 97.16).
- ▶ Они подают воду в сеть, гидравлическая характеристика которой показана в виде кривой зеленого цвета на рис. 97.16. Если работает только один насос, то его рабочая точка соответствует точке А (напор 6 м вод. ст. при расходе 4 м³/ч).

1) Определите, каким будет расход воды в установке при одновременной работе двух насосов.

2) Если манометр на всасывании первого насоса показывает 1,5 бар, что будет показывать манометр, установленный на нагнетании второго насоса?

Почему бы вам не попробовать, прежде чем знакомиться с ответом, самим решить это упражнение?

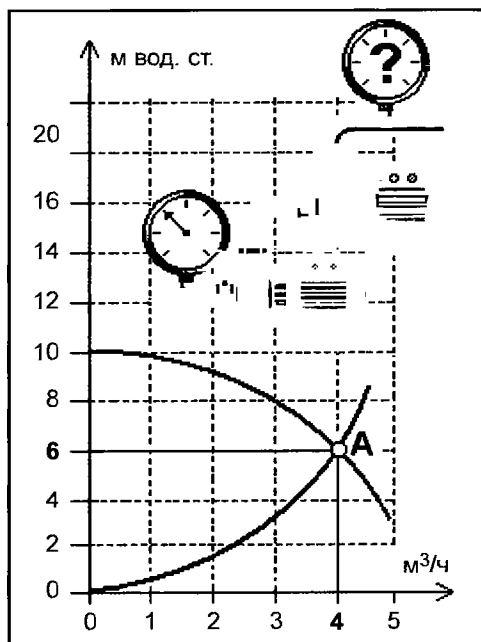


Рис. 97.16.

* Здесь автор не совсем прав. Одноступенчатый центробежный насос может создавать гораздо более высокие давления, чем 20 бар: все зависит от геометрических размеров, числа оборотов и подводимой мощности (См., например, "Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов"/Т.М. Башта. С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. 2-е изд., перераб. и доп. М: Машиностроение, 1982 г. — 423 с.) (прим. ред.).

Решение упражнения 5

На рис. 97.17 мы показали результирующую напорную характеристику (кривая синего цвета) агрегата из двух последовательно соединенных насосов. Каким образом мы ее получили?

- ▶ Например, при нулевом расходе напор H_0 одного насоса составляет 10 м вод. ст. (точка С). Поскольку за первым насосом последовательно установлен точно такой же второй насос, то полный напор при нулевом расходе $H_{0\text{полн}}$ будет равен удвоенному напору одного насоса, то есть 20 м вод. ст. (точка D).
- ▶ При расходе $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ напор одного насоса равен 8 м вод. ст. (точка E). При двух последовательно работающих насосах *полный напор такого агрегата будет равен удвоенному напору одного насоса*, то есть 16 м вод. ст. (точка F).
- ▶ При расходе $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ напор одного насоса равен 6 м вод. ст. (точка A). При двух последовательно работающих насосах *полный напор удвоится* и будет равен 12 м вод. ст. (точка G), и так далее...

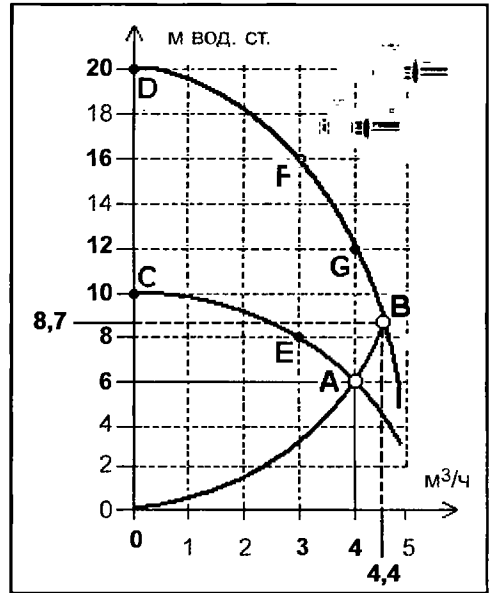


Рис. 97.17.

В итоге, рабочая точка системы “сеть – двойной насос” займет положение **B** (см. рис. 97.17) на напорной характеристике агрегата, состоящего из двух последовательно установленных насосов. Анализируя положение точки **B** можно заметить, что и напор, и расход повысились очень незначительно, в то время как потребляемая электрическая мощность выросла в 2 раза!

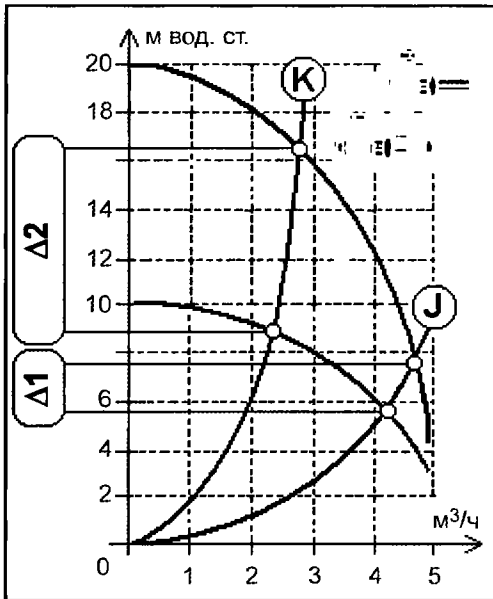


Рис. 97.18.

Чтобы дополнить вашу осведомленность предлагаем вам посмотреть на рис. 97.18, где показано, как меняются параметры двух различных гидравлических сетей при переходе от одного работающего насоса к двум, соединенным последовательно.

Заметим, что в сети с небольшим гидравлическим сопротивлением (поз. J) изменение напора очень незначительно ($\Delta 1$), в то время как энергопотребление вырастает в два раза!

Отчетливо видно, что чем больше гидравлическое сопротивление сети (чем “круче” гидравлическая характеристика – поз. K), тем заметнее растет напор ($\Delta 2 = 17 - 9 = 8 \text{ м вод. ст.}$, то есть почти удваивается).

В заключение укажем, что последовательная установка двух насосов совсем не такое привлекательное решение, как может показаться с первого взгляда. Анализируя графики на рис. 97.18, можно утверждать, что в результате такого монтажа мы можем получить весьма неудовлетворительную картину, если условия работы двойных последовательно установленных насосов предварительно не были изучены специалистами.

98. ТРЕХХОДОВЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

98.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Мы довольно много рассказали об агрегатах для производства ледяной воды с точки зрения холодильного контура, электрооборудования и гидравлического контура конденсаторов водяного охлаждения. Теперь мы попробуем рассмотреть различные варианты применения ледяной воды в системах кондиционирования воздуха.

А) Назначение трехходовых регулирующих клапанов

Для начала рассмотрим небольшой агрегат, изображенный на рис. 98.1, который предназначен для подачи ледяной воды в батарею воздухоохладителя (воздухоохладитель) центральной системы кондиционирования.

Вода, охлажденная в агрегате (водоохлаждающей установке) до температуры 6°C , поступает в воздухоохладитель (поз. 1), откуда выходит с температурой 11°C (поз. 2).

Воздух, который проходит через воздухоохладитель, охлаждается, например, с температуры 25°C до температуры 15°C , после чего подается в помещения, которые обслуживаются данной системой кондиционирования.

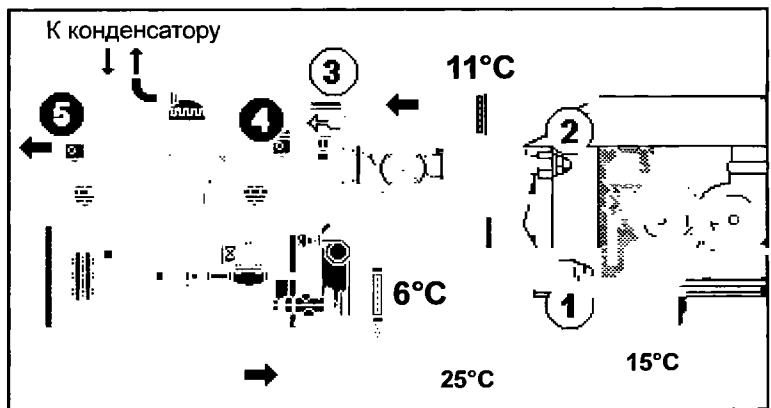


Рис. 98.1.

Заметим, что воздух, проходящий через батарею воздухоохладителя, пересекает ее слева направо, тогда как вода циркулирует в ней справа налево: это не случайно. Действительно, мы уже неоднократно убеждались, что схема с противотоком позволяет очень ощутимо улучшить процесс теплообмена.

Отметим также, что на водоохлаждающей установке присутствуют следующие, ранее изученные нами, устройства и приборы (см. рис. 98.2):

- ▶ Сигнализатор расхода ледяной воды (поз. 3), который предназначен для остановки компрессора, если расход воды становится недостаточным для надлежащего “орошения” испарителя.
- ▶ Датчик температуры воды на выходе из воздухоохладителя (так называемой “обратной” воды, поз. 4), который выдает команду на запуск или остановку компрессора в зависимости от температуры “обратной” воды.
- ▶ Реле защиты от замерзания ледяной воды (поз. 5), которое останавливает компрессор, если температура ледяной воды на выходе из испарителя снижается до недопустимого значения.

Кроме того, как следует из схемы (рис. 98.1), в данной установке реализованы некоторые основные технические решения, которые мы уже обсуждали, а именно:

- ▶ Насос для перекачивания ледяной воды установлен таким образом, чтобы нагнетать эту воду в испаритель, поскольку это упрощает решение задачи дренажа возможных воздушных пузырей в тракте ледяной воды.

- ▶ Теплая вода, то есть вода, вышедшая из воздухоохладителя, подается в испаритель со стороны выхода паров хладагента для оптимизации зоны перегрева.

i На схеме умышленно не показан расширительный бак в контуре ледяной воды, чтобы не слишком загромождать схему.

При такой схеме вся располагаемая холодопроизводительность полностью используется для охлаждения воздуха. В тех случаях, когда температура воздуха очень высокая, это оправдано, но когда потребность в холоде начинает снижаться, эта схема не очень удачна...

Следовательно, нужно обязательно иметь средства для регулирования холодопроизводительности воздухоохладителя в зависимости от потребностей в холоде.

Именно это и позволяет сделать трехходовой регулирующей клапан (поз. 6 на рис. 98.2).

Управляемый датчиком, измеряющим температуру воздуха в охлаждаемых помещениях, трехходовой клапан (будем обозначать его аббревиатурой V3V) способен плавно менять холодопроизводитель-

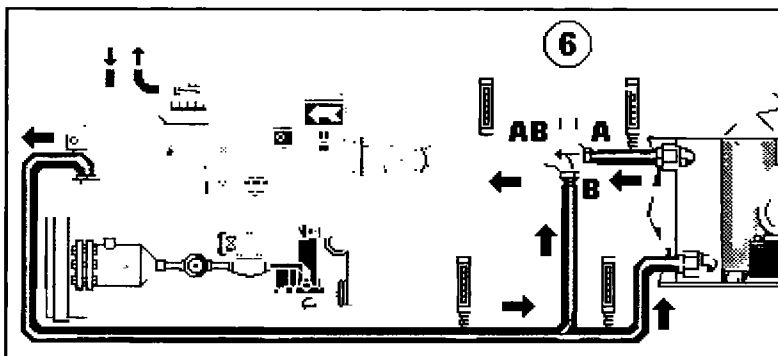


Рис. 98.2.

ность воздухоохладителя в диапазоне от 0 до 100% в зависимости от потребностей в холоде (принцип регулирования холодопроизводительности уже упоминался нами в разделе 88).

Рассмотрим работу этого клапана более подробно.

Б) Работа трехходового регулирующего клапана (V3V)

Для начала рассмотрим 3 схемы на рис. 98.3, показывающие внутреннее устройство клапана V3V.

Представленная на рис. 98.3 модель называется или “клапан с седлом”, или “клапан с конусом”, или “клапан с тарелью” (немного позже мы познакомимся с другим типом регулирующего клапана). Наиболее общее название этого типа клапана определяется также как “смесительный клапан”*. Вскоре мы поймем справедливость этого названия.

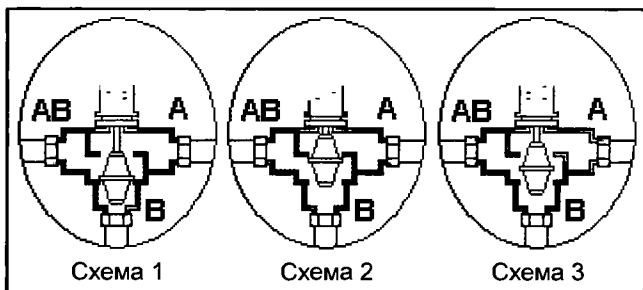


Рис. 98.3.

Как следует из его названия, клапан V3V имеет 3 патрубка, которые часто обозначают литерами А, В и АВ.

* На российском рынке наибольшее распространение получили трехходовые регулирующие клапаны производства немецкой компании “Samson AG. Mess und Regeltechnik” (прим. ред.).

Заметим, что патрубок **В** называют также “перепускным патрубком”, “байпасным патрубком” или “патрубком перепуска”. Патрубок **АВ** называют “объединяющим патрубком” или “общим патрубком” (действительно, патрубок **АВ** – единственный из трех, который никогда не бывает закрыт).

- ▶ **Схема 1.** Тарель клапана прижата к седлу **В**. В таком положении весь расход воды проходит от патрубка **А** к патрубку **АВ** и в этом случае батарея воздухоохладителя располагает максимальной производительностью (см. также схему установки на рис. 98.2).
- ▶ **Схема 2.** Тарель клапана прижата к седлу **А**. Весь расход ледяной воды проходит от патрубка **В** к патрубку **АВ**. Ввиду того, что через воздухоохладитель вода не циркулирует, его холодопроизводительность равна нулю.
- ▶ **Схема 3.** Тарель клапана находится в промежуточном положении. “Теплая” вода, которая подходит к патрубку **А** из воздухоохладителя, смешивается с холодной водой, которая подходит к патрубку **В** из испарителя. Легко понять, что чем больше будет перекрыт патрубок **В**, тем выше будет холодопроизводительность воздухоохладителя.

Для лучшего понимания работы клапана проанализируем эти схемы подробнее...

При закрытом патрубке **В** (см. рис. 98.4) вся вода, вышедшая из испарителя с температурой 6°C , проходит через воздухоохладитель, нагреваясь в нем до температуры 11°C . Одновременно воздух, поступающий в воздухоохладитель с температурой 25°C , проходя через него, охлаждается до температуры, например, 15°C .

При этом воздухоохладитель располагает максимальной холодопроизводительностью и вода, которая возвращается в испаритель, нагревается до максимальной температуры в 11°C .

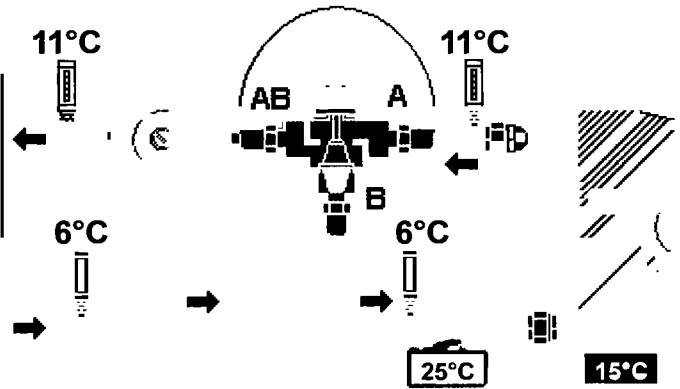


Рис. 98.4.

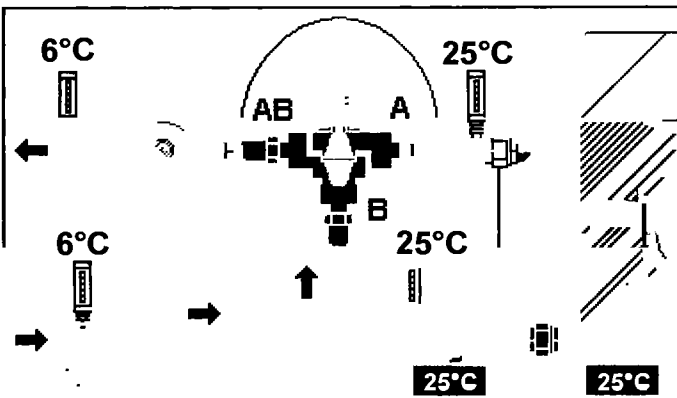


Рис. 98.5.

На схеме (рис. 98.5) закрыт патрубок **А**. Вода с температурой 6°C больше не может поступать в воздухоохладитель и возвращается в испаритель с той же температурой 6°C (следовательно, датчик температуры воды, установленный на входе воды в испаритель, должен выдать команду на остановку компрессора).

Если воздух поступает на воздухоохладитель с температурой 25°C , то с этой же температурой он выходит из воздухоохладителя, поскольку батарея воздухоохладителя совсем не омывается ледяной водой.

Вода в батарее не движется и ее температура быстро выравнивается с температурой воздуха, поступающего на воздухоохладитель, то есть 25°C.

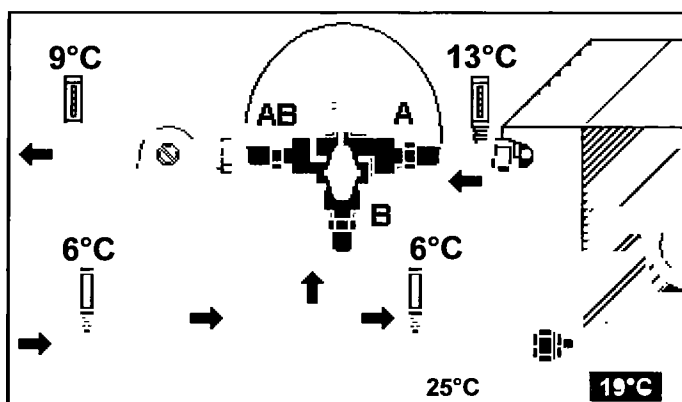


Рис. 98.6.

На схеме (рис. 98.6) клапан находится в промежуточном положении. Часть воды с температурой 6°C может проходить через патрубок В к патрубку АВ, тогда как другая ее часть проходит через воздухоохладитель, отбирая тепло от воздуха, нагревается и подходит к патрубку А с температурой, например, 13°C.

Разумеется, холодопроизводительность воздухоохладителя будет тем выше, чем больший расход воды с температурой 6°C проходит через его батарею.

Вода, выходящая из воздухоохладителя с температурой 13°C и входящая в патрубок А клапана, смешивается с водой, имеющей температуру 6°C, которая вошла в клапан через патрубок В. Температура смеси зависит от соотношения расходов через патрубки А и В (в нашем примере вода возвращается в испаритель с температурой 9°C).



Итак, регулирующий клапан может менять холодопроизводительность воздухоохладителя от 0% (при закрытом патрубке А) до 100% (при закрытом патрубке В).

В) Где разместить насос по отношению к клапану V3V!

Мы знаем, что в первую очередь необходимо обеспечивать постоянный расход через испаритель охладителя жидкости (мы подробно рассматривали проблемы, обусловленные падением расхода воды, в разделах 82, 83, 84 и 85).

Поэтому патрубок АВ (общий выход, то есть патрубок, который никогда не перекрывается) соединен с входом в насос (см. рис. 98.7).

Таким образом обеспечивается постоянный расход через испаритель (это обязательное конструктивное требование) и переменный расход через батарею воздухоохладителя (что позволяет регулировать его холодопроизводительность).



Рис. 98.7.

Теперь рассмотрим различные варианты размещения насоса (см. рис. 98.8).

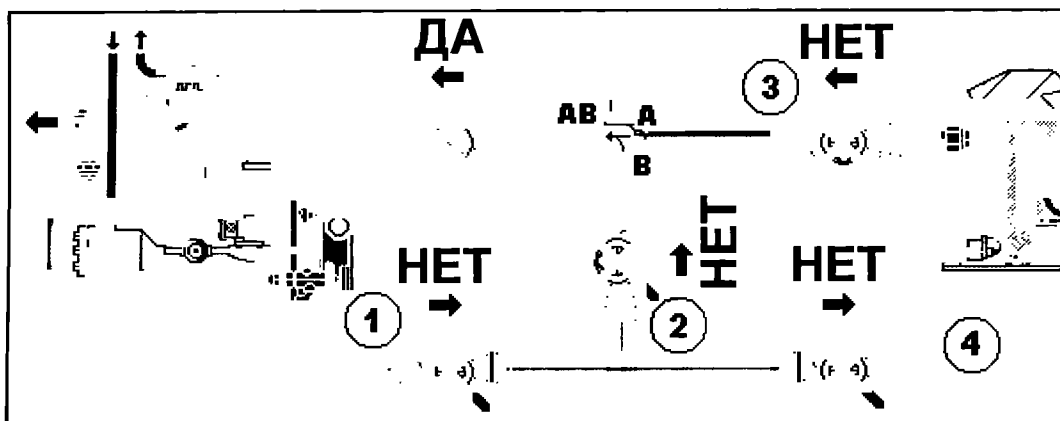


Рис. 98.8.

- ▶ **Поз. 1.** Расход через испаритель постоянный, но насос не подает воду в испаритель, а откачивает ее. Напомним, что в начале данного раздела мы не советовали использовать такую схему.
- ▶ **Поз. 2.** Если потребность в холоде отсутствует, патрубок А клапана V3V закрыт. Вода будет проходить через патрубок В к патрубку АВ и нормально циркулировать в испарителе. Но как только появится потребность в холоде, патрубок В клапана V3V начнет постепенно перекрываться. Одновременно расход воды через испаритель будет падать и может стать равным нулю, когда патрубок В окажется полностью перекрыт: остается только надеяться, что сработает сигнализатор расхода, в противном случае выход установки из строя будет обеспечен! Попутно напомним, что закрывать вентили на нагнетании насоса на время более десяти минут не рекомендуется (см. раздел 93).
- ▶ **Поз. 3.** Если потребность в холоде максимальна, патрубок В клапана V3V полностью закрыт и вода проходит от патрубка А к патрубку АВ, а далее нормально циркулирует в испарителе. Однако, когда потребность в холоде начинает снижаться, патрубок А будет перекрываться, расход через испаритель будет падать, и в результате мы получим те же последствия, что и для позиции 2.
- ▶ **Поз. 4.** Здесь мы получим те же самые проблемы, что и в позиции 3.

Г) Как настраивать компрессор и трехходовой регулирующий клапан!

ГИДРАВЛИКА

Очень важно твердо усвоить, что в охладителе жидкости, оснащенном регулятором V3V, имеются два абсолютно разных контура регулирования, один из которых управляет работой компрессора в зависимости от температуры ледяной воды на входе в испаритель, а другой управляет положением штока клапана V3V в зависимости от температуры воздуха в охлаждаемом помещении. Начнем с изучения контура регулирования компрессора.

В классических системах датчик температуры, который управляет работой компрессора, устанавливают на патрубке подачи ледяной воды в испаритель (поз. 1 на рис. 98.9).

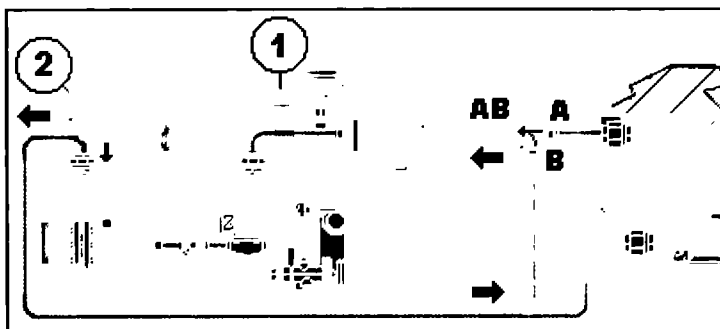


Рис. 98.9.

Как должен быть настроен этот датчик на установках, оборудованных компрессором с регулируемой производительностью, если мы хотим получать на выходе из испарителя ледяную воду с температурой 6°C?

Прежде всего, не будем забывать, что датчик защиты от замерзания воды в испарителе (поз. 2) остановит компрессор, если температура воды на выходе из испарителя понизится до величины 3...4°C.

Кроме того, мы знаем, что перепад температур по воде $\Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}}$ (разность между температурой воды на входе в испаритель и выходе из него) для данного типа испарителей составляет, как правило, около 5 К. Наконец, ледяная вода при работе компрессора должна выходить из испарителя с минимальной температурой от 5 до 6°C.

Если вода выходит из испарителя с температурой 6°C, значит входит она с температурой $6 + \Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}} = 6 + 5 = 11^\circ\text{C}$. Следовательно, при достижении этой температуры на входе в испаритель датчик температуры воды должен обязательно давать команду на выключение компрессора.

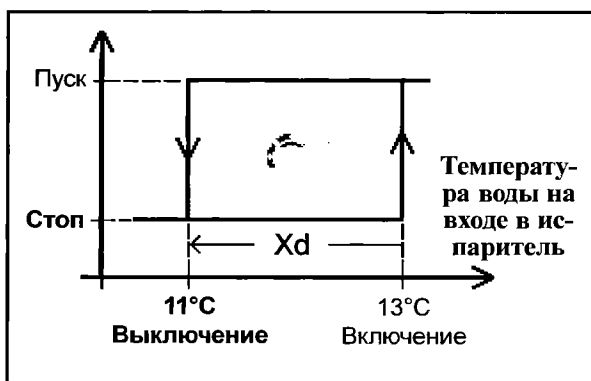


Рис. 98.10.

Заметим, что если датчик температуры воды на входе в испаритель настроить на выключение компрессора при температуре воды 6°C, то на выходе из испарителя температура воды может упасть до $6 - \Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}} = 6 - 5 = 1^\circ\text{C}$, что недопустимо!

Для того, чтобы не подвергать компрессор опасности перехода в режим циклирования, дифференциал датчика температуры не должен быть слишком малым. На рис. 98.10 дифференциал установлен в 2 К и компрессор запускается, когда температура воды на входе в испаритель поднимется до 13°C.

98.2. УПРАЖНЕНИЕ 1.

Регулирование производительности компрессора

Компрессор имеет двухступенчатую систему регулирования производительности (100% и 50% с помощью электроклапана, позволяющего исключать из работы один из двух цилиндров, поз. 3 на рис. 98.11). Как вы будете управлять работой компрессора с помощью датчика температуры воды на входе в испаритель?

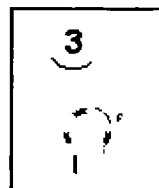


Рис. 98.11.

Решение упражнения 1



Настоятельно рекомендуем, прежде всего определить температуру воды на входе в испаритель для каждой из ступеней производительности, при которой эта ступень должна отключаться с тем, чтобы температура воды на выходе из испарителя ни в коем случае не могла упасть ниже требуемого значения в 6°C.

Решение упражнения 1

Определение значений температур, при которых происходит отключение ступеней компрессора.

Для производительности 100% перепад температур по воде на испарителе $\Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}} = 5 \text{ К}$.

Когда на выходе из испарителя температура воды опускается до 6°C (то есть до минимально требуемого значения), на входе в испаритель будем иметь воду с температурой $6 + 5 = 11^\circ\text{C}$. Это именно та температура, при которой компрессор должен быть переключен на работу с производительностью 50%.

При производительности 50% перепад температур по воде можно считать вдвое меньшим, то есть $5 / 2 = 2,5 \text{ К}$.

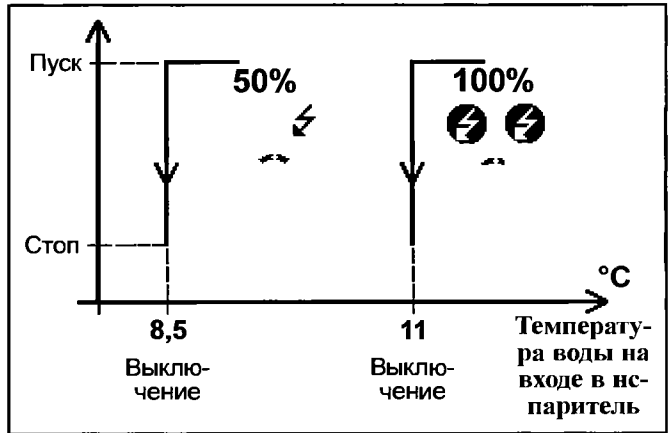


Рис. 98.12.

При температуре воды на выходе из испарителя 6°C (то есть минимально требуемом значении), на входе в испаритель будем иметь воду с температурой $6 + 2,5 = 8,5^\circ\text{C}$. При этой температуре воды на входе в испаритель компрессор должен быть полностью остановлен (см. рис. 98.12).

Определение значений температур, при которых происходит подключение ступеней компрессора.

Первая ступень настройки датчика температуры должна запускать компрессор для работы с производительностью 50%.

Итак, мы знаем, что для компрессора пусковой режим является наиболее напряженным (см. раздел 63). Мы также говорили о влиянии дифференциала датчика температуры на частоту запусков компрессора (см. раздел 30).

Вот почему дифференциал $Xd1$ датчика температуры не должен быть слишком малым.

В нашем примере мы установим дифференциал температуры для запуска компрессора с производительностью 50% на уровне $1,5 \text{ К}$. Это означает, что компрессор должен будет запускаться для работы с производительностью 50% тогда, когда температура воды на входе в испаритель поднимется до $8,5 + 1,5 = 10^\circ\text{C}$ (см. циклограмму на рис. 98.13).

Вторая ступень настройки датчика температуры должна переводить компрессор на работу с производительностью 100%.

Когда к работе подключается вторая ступень производительности, механические нагрузки существенно уменьшаются, поскольку компрессор уже работает...

По этой же причине, в момент подключения второй ступени практически отсутствует бросок силы тока, потребляемого компрессором (разумеется, ток возрастает, поскольку растет производительность компрессора, однако его рост происходит плавно).

Поэтому дифференциал Xd2 настройки второй ступени может быть назначен меньше, чем для первой ступени.

В нашем примере этот дифференциал выбран на уровне 1 К, что обеспечивает переход компрессора к работе на производительности 100% тогда, когда температура ледяной воды на входе в испаритель поднимется до 12°C (см. схему на рис. 98.13).

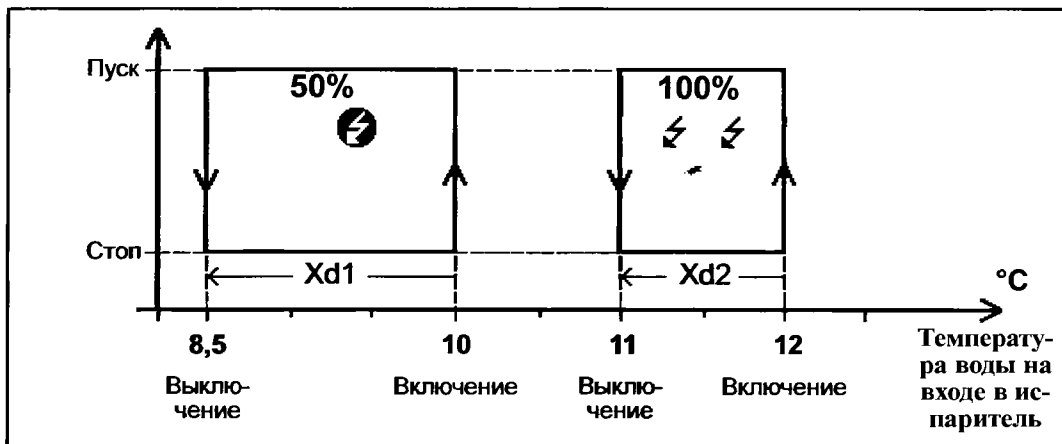


Рис. 98.13.

Заметим, что если бы компрессор имел больше ступеней регулирования производительности, то для настройки датчика температуры можно было бы использовать тот же подход.

Добавим, что определение значений температур воды, при которых выдаются команды на отключение или подключение ступеней, имеет смысл только тогда, когда каждая ступень управляется отдельно.

Завершая эту тему, укажем, что в современных водоохлаждающих установках пользователь только задает желаемое значение температуры ледяной воды, а регулирование и поддержание этого значения полностью берет на себя автомат управления (электронный процессор).

98.3. УПРАЖНЕНИЕ 2. его клапана

Теперь, когда мы знаем, как управлять работой компрессора, давайте разберемся с регулирующим клапаном V3V.

В какое место магистрали вы установили бы датчик температуры воздуха для управления клапаном V3V (см. рис. 98.14)?

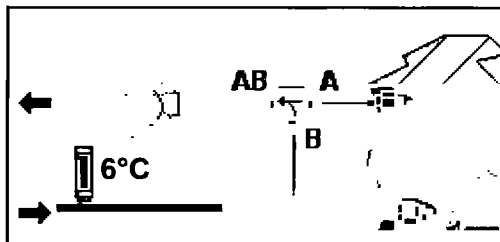


Рис. 98.14.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Установка (см. рис. 98.15) предназначена для обеспечения заданной температуры воздуха в помещениях. Следовательно датчик, который должен управлять клапаном V3V (при помощи сервопривода), нужно было бы установить непосредственно в кондиционируемых помещениях (а еще лучше, в том месте, откуда воздух из помещений отбирается для того, чтобы направить его на воздухоохладитель).

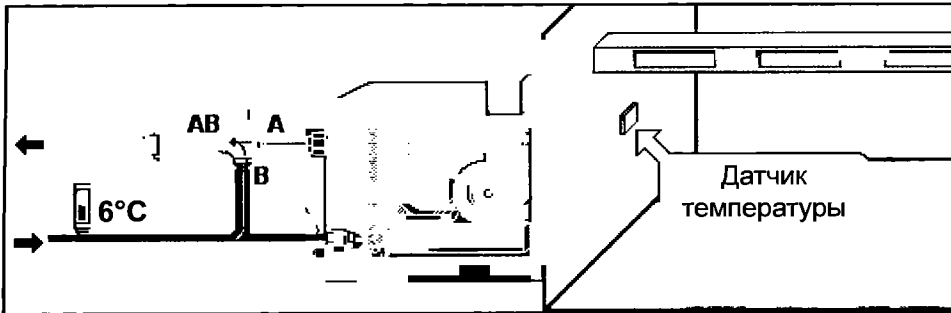


Рис. 98.15.

Когда датчик фиксирует понижение температуры воздуха в помещениях, он должен выдавать команду на постепенное закрытие патрубка А. При этом расход ледяной воды через воздухоохладитель начнет падать (следовательно, производительность Φ воздухоохладителя тоже будет падать) и температура воздуха, подаваемого в помещения, начнет расти. В примере на рис. 98.16 патрубок А клапана V3V будет полностью перекрыт, когда температура, измеряемая датчиком, понизится до 22°C (точка 1).

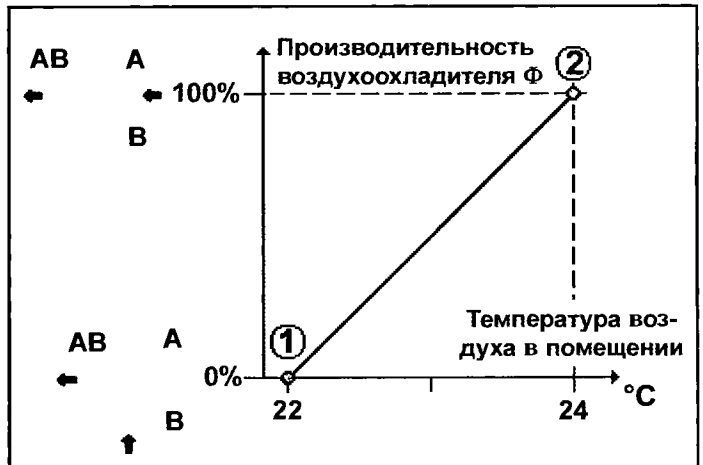


Рис. 98.16.

Запомните, что по мере того, как патрубок А будет перекрываться, патрубок В начнет открываться и ледяная вода с низкой температурой пойдет обратно в испаритель, минуя воздухоохладитель. При этом датчик температуры воды на входе в испаритель, который управляет работой компрессора, зафиксирует понижение температуры и, как следствие, выдаст команду на снижение производительности компрессора.

Когда датчик температуры воздуха в помещении зафиксирует повышение температуры, он выдаст команду на постепенное закрытие патрубка В. Одновременно начнет открываться патрубок А, расход ледяной воды через воздухоохладитель будет расти (одновременно будет повышаться и холодопроизводительность воздухоохладителя) и температура воздуха, подаваемого в помещения, начнет снижаться. В примере на рис. 98.16 патрубок В будет полностью закрыт (и, соответственно, патрубок А будет полностью открыт), когда температура воздуха, измеряемая датчиком, возрастет до 24°C (точка 2).

При этом температура воды, возвращающейся в испаритель, тоже начнет расти и датчик температуры воды выдаст команду на запуск компрессора (или одной из его ступеней производительности).



Не путайте регулирование работы компрессора с регулированием производительности воздухоохладителя с помощью клапана V3V!

98.4. УПРАЖНЕНИЕ 3. Устойчивость работы системы

На рис. 98.17 приведена схема водоохлаждающей установки, производительностью 70 кВт.

С помощью этой установки требуется получать ледяную воду, охлажденную с 11°C до 6°C (6/11), для ее подачи в воздухоохладитель.

В разделе 86 мы установили, что при холодопроизводительности $\Phi_0 = 70$ кВт расход воды, необходимый для нормальной работы установки при перепаде температур по воде

$\Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}} = 5$ К составит около $\Phi_0 / (\Delta t_{\text{воды}}^{\text{исп}} \times 1,16) = 70 / (5 \times 1,16) = 12 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В целях упрощения допустим, что потерями давления в трубопроводах можно пренебречь, а потери давления в испарителе $\Delta P_{\text{исп}}$ равны потерям давления на клапане V3V, которые примем на уровне 2 м водяного столба: $\Delta P_{\text{исп}} = \Delta P_{\text{V3V}} = 2 \text{ м вод. ст.}$

Когда температура воздуха в охлаждаемых помещениях достигнет заданного значения, датчик температуры воздуха выдаст команду на полное закрытие патрубка А клапана V3V. Вода перестанет поступать в воздухоохладитель и весь расход будет проходить от патрубка В к патрубку АВ.



Заметьте, что потери давления на участке между патрубками В и АВ равны потерям давления на участке между патрубками А и АВ, то есть в нашем примере 2 м водяного столба.

Следовательно, насос должен обеспечивать расход 12 м³/ч при потерях давления в гидравлическом контуре $\Delta P_{\text{конт}} = \Delta P_{\text{исп}} + \Delta P_{\text{V3V}}$ или $2 + 2 = 4$ м водяного столба.

На напорной характеристике насоса, который мы используем (см. рис. 98.18), можно увидеть, что при гидравлическом сопротивлении 4 м водяного столба напор насоса составит 12 м³/ч, то есть именно то, что нам и нужно.

Казалось бы, можно только порадоваться, считая, что перепад температур по воде будет действительно 5 К, и что все рабочие параметры холодильной установки будут вполне приемлемыми.

Однако давайте не будем радоваться раньше времени!

Действительно, допуская, что потери давления в воздухоохладителе также равны 2 м водяного столба, попробуйте определить, каким будет расход через испаритель, когда температура в охлаждаемых помещениях вырастет и патрубок В клапана V3V полностью закроется?

Решение на следующей странице...

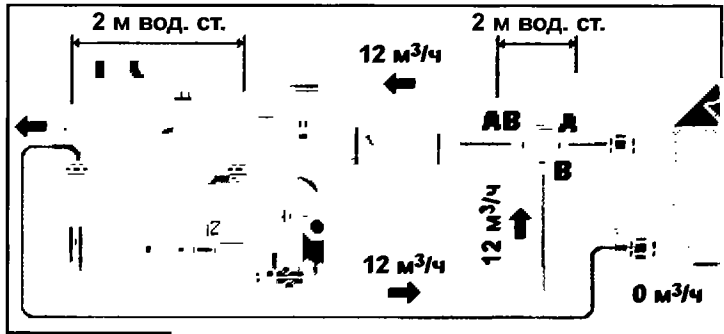


Рис. 98.17.

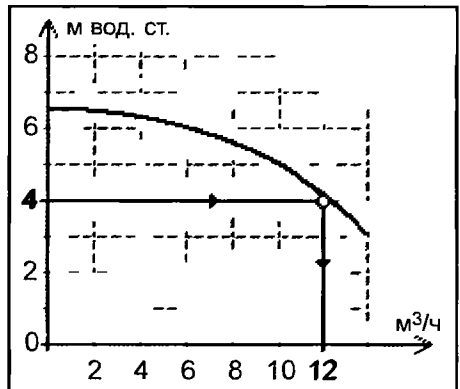


Рис. 98.18.

Решение упражнения 4

Вначале необходимо поддерживать постоянный расход для наиболее неблагоприятных условий работы, то есть когда полностью перекрыт патрубок В.

В этих условиях (см. рис. 98.21) насос должен обеспечивать расход $12 \text{ м}^3/\text{ч}$ с напором, способным преодолеть гидравлическое сопротивление испарителя $\Delta P_{\text{исп}}$ + гидравлическое сопротивление клапана ΔP_{V3V} + гидравлическое сопротивление воздухоохладителя $\Delta P_{\text{в/о}}$, т.е. 6 м водного столба (поз. 1).

Но когда патрубок А клапана V3V закроется, перекрывая поток через воздухоохладитель, потери давления упадут, что приведет к повышению расхода (поз. 2).

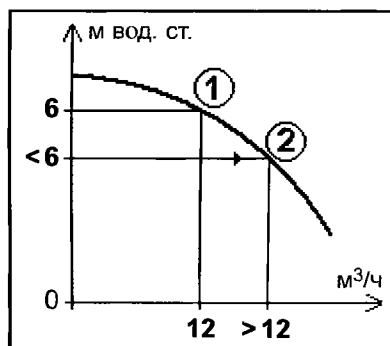


Рис. 98.21.



Заметьте, что в зависимости от напорной характеристики насоса и изменения гидравлического сопротивления контура расход может более или менее заметно возрасти.

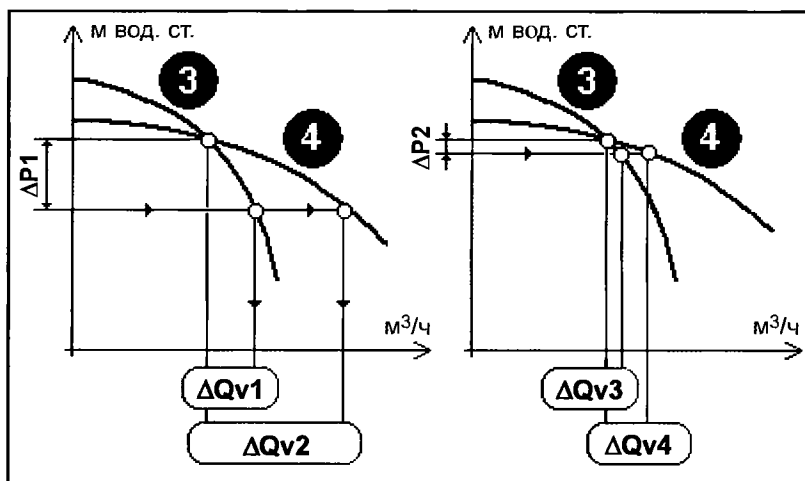


Рис. 98.22.

Так, при одном и том же изменении гидравлического сопротивления $\Delta P1$, на рис. 98.22 (схема слева) показано, что изменение расхода $\Delta Qv1$ для насоса с крутой напорной характеристикой (поз. 3) будет гораздо менее заметным, чем изменение расхода $\Delta Qv2$ для насоса с пологой напорной характеристикой (поз. 4).

То же самое мы получим и при изменении величины *потерь*

давления $\Delta P2$ (см. рис. 98.22, правая схема). Здесь, при снижении изменения гидравлического сопротивления до величины $\Delta P1 < \Delta P2$, изменение расхода $\Delta Qv3$ (поз. 3) для насоса с крутой напорной характеристикой будет также меньше изменения расхода $\Delta Qv4$ (поз. 4) для насоса с пологой напорной характеристикой.

Таким образом, иногда изменение расхода, обусловленное изменением гидравлического сопротивления контура, может не приводить к нежелательным последствиям.

Это случается только тогда (см. рис. 98.23), когда насос имеет крутую напорную характеристику (поз. 3), а изменение потерь давления в воздухоохладителе сравнительно невелико (поз. 5).

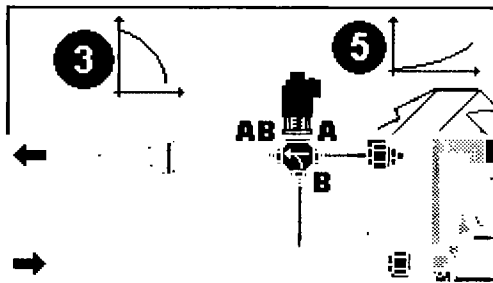


Рис. 98.23.

Итак, чем быстрее растет гидравлическое сопротивление воздухоохладителя с ростом расхода, тем больше будут изменения расхода по контуру при изменении положения запорного элемента клапана V3V.

В связи с этим иногда может потребоваться установка дополнительного вентиля на перепускной (байпасной) магистрали, задачей которого является поддержание постоянного гидравлического сопротивления контура независимо от положения запорного элемента клапана V3V. Такие вентили иногда называют уравнительными или выравнивающими (см. рис. 98.24).

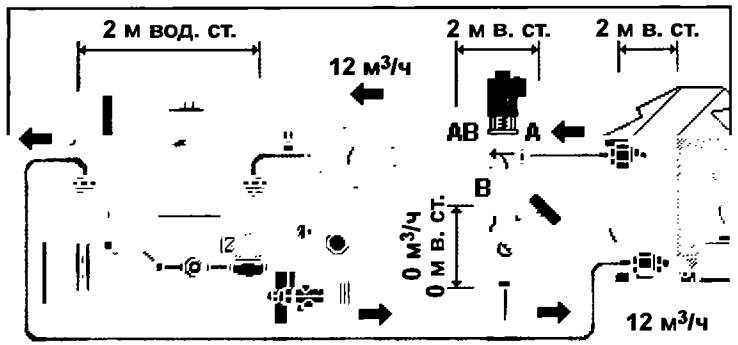


Рис. 98.24.

Когда патрубок В клапана V3V закрыт, расход в перепускной магистрали отсутствует и потери давления на уравнительном вентиле равны нулю. Весь расход проходит через батарею воздухоохладителя, а затем через клапан V3V от патрубка А к патрубку АВ.

В результате насос преодолевает гидравлическое сопротивление, равное потерям давления на испарителе $\Delta P_{исп}$ + потерям давления в воздухоохладителе $\Delta P_{в/о}$ + потерям давления на клапане V3V $\Delta P_{V3V} = 6$ м водяного столба, обеспечивая расход $12 \text{ м}^3/\text{ч}$ в каждом элементе контура (см. рис. 98.24).

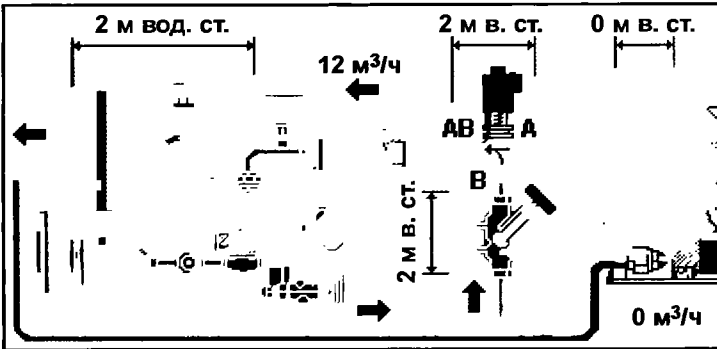


Рис. 98.25.

Когда патрубок А клапана V3V закрыт, батарея воздухоохладителя исключается из контура и весь расход проходит по перепускной магистрали через уравнильный вентиль.

В этом случае уравнильный вентиль настраивают таким образом, чтобы его гидравлическое сопротивление было равно гидравлическому сопротивлению батареи воздухоохладителя (то есть 2 м

водяного столба). Тогда насос будет обеспечивать расход $12 \text{ м}^3/\text{ч}$, преодолевая гидравлическое сопротивление, равное потерям давления на испарителе $\Delta P_{исп}$ + потерям давления на уравнительном вентиле $\Delta P_{уравн}$ + потерям давления на клапане V3V $\Delta P_{V3V} = 6$ м водного столба, то есть такое же гидравлическое сопротивление, как и в случае, когда закрыли патрубок В клапана V3V. В результате расход остается неизменным независимо от того, какой патрубок клапана V3V перекрыт – А или В (см. рис. 98.25).



Заметьте, что клапаны V3V проектируются таким образом, чтобы потери давления в них оставались неизменными независимо от того, в каком положении находится их запорный элемент: перекрывает патрубок А, перекрывает патрубок В или находится в промежуточном положении.

Остается только подобрать такой насос, который позволяет обеспечить расход $12 \text{ м}^3/\text{ч}$ при гидравлическом сопротивлении контура 6 м водяного столба (см. рис. 98.26). А как это сделать, изложено в разделе 94.2.

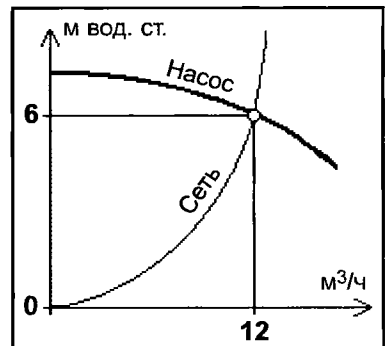


Рис. 98.26.

98.5. МОНТАЖ ТРЕХХОДОВЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

После того, как мы рассмотрели работу трехходового регулирующего клапана в составе контура, дополним наши знания сведениями о различных типах трехходовых клапанов и правилах их монтажа. Как правило, на корпусе клапана стрелками указываются направления потоков через различные патрубки клапана V3V.

У большинства клапанов V3V, которые мы рассматривали до сих пор, патрубков перепускной магистрали В предназначен для входа воды. Действительно, эти клапаны имеют два входа (патрубки А и В) и один выход (общий патрубок АВ), поэтому такие клапаны получили название смесительных.

Если в таких клапанах патрубок В использовать для выхода воды (см. рис. 98.27), то мы получим клапан с одним входом (АВ) и двумя выходами (А и В). Тогда этот клапан будет использоваться как распределительный и, за исключением некоторых специальных исполнений (см. раздел 98.17), мы получим “брыцание” тарели клапана о седло, которое в конце концов может привести к повреждению клапана (см. рис. 98.27).

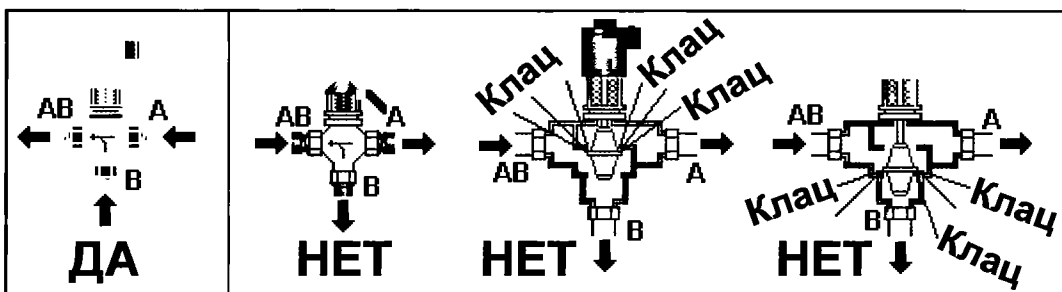


Рис. 98.27.

! При монтаже трехходовых регулирующих клапанов необходимо строго соблюдать указания производителя клапана.

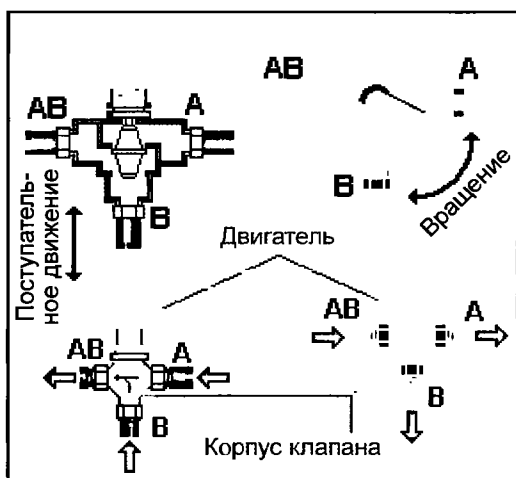


Рис. 98.28.

Если запорный элемент трехходового клапана выполнен в виде сектора, то такой клапан иногда называют дисковым или секторным.

Для клапанов, у которых запорный элемент выполнен в виде тарели или конуса, сервопривод этих клапанов обеспечивает возвратно-поступательное движение штока клапана от седла А к седлу В и обратно. У дисковых клапанов запорный элемент совершает вращение вокруг центра клапана в горизонтальной плоскости (см. рис. 98.28).

Для дисковых клапанов направление движения воды через различные патрубки, как правило, не оказывает влияния на состояние и работу клапана. Поэтому, в отличие от тарельчатых клапанов, которые используются как смесительные клапаны (2 входа и 1 выход), дисковые клапаны чаще используются как распределительные (1 вход и 2 выхода).

Таким образом, дисковые (секторные) трехходовые регулирующие клапаны принято называть распределительными, а тарельчатые и конусные – смесительными.

Несмотря на то, что дисковые клапаны V3V более дешевы, чем тарельчатые или конусные, они преимущественно используются в отопительных системах, а не в системах кондиционирования, поскольку их регулировочные возможности, как правило, уступают аналогичным возможностям тарельчатых и конусных клапанов.

98.6. УПРАЖНЕНИЕ 1. Варианты монтажа

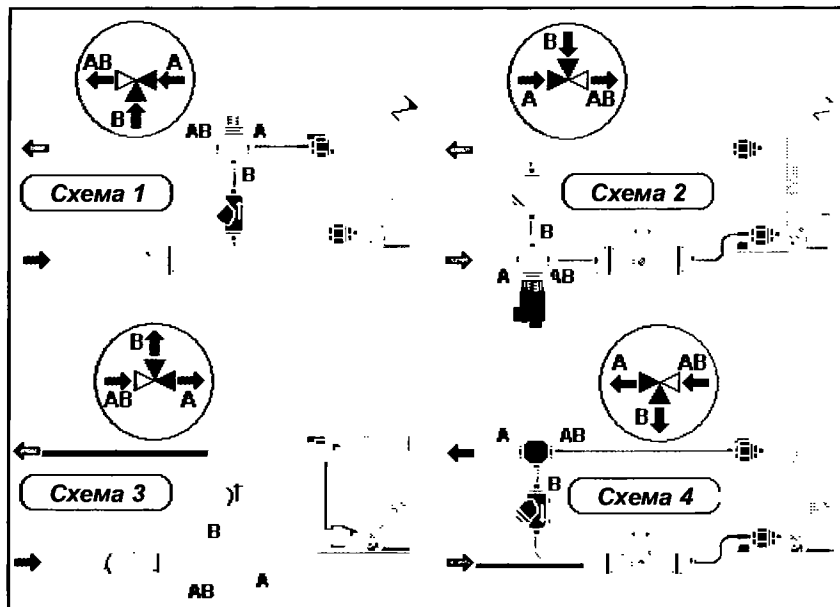


Рис. 98.29.

На рис. 98.29 представлены 4 основных монтажных схемы трехходовых клапанов, которые используются в зависимости от типа клапана и его назначения.

Внимательно посмотрите на эти схемы (условные обозначения в голубых кругах должны вам помочь) и заполните таблицу 98.1, отмечая галочкой соответствие той или иной схемы названиям, которые приведены в строчках таблицы 98.1 (3 варианта мы уже заполнили).

Табл. 98.1.

Тип клапана, вариант монтажа	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
Смесительный клапан	✓			
Распределительный клапан			✓	
Тарельчатый клапан	✓			
Дисковый клапан				
Клапан, установленный на входе в батарею воздухоохладителя				
Клапан, установленный на выходе из батареи				
Постоянный расход воды через батарею				
Переменный расход воды через батарею				
Постоянная температура воды на входе в батарею				
Переменная температура воды на входе в батарею				

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Схема 1. На схеме (рис. 98.30) представлен тот вариант, который мы уже рассматривали. Это смешительный клапан V3V, имеющий два входа и один выход. Напомним, что патрубок В обязательно должен быть входом магистрали перепуска, за исключением специальных исполнений, оговоренных производителем.

Клапан размещается на выходе из батареи воздухоохладителя (мы видим, что воздух и вода циркулируют по принципу противотока с целью улучшения теплообмена).

Расход воды через батарею переменный, поскольку при закрытом патрубке А расход равен нулю.

Как только патрубок А открывается, вода с температурой 6°C начинает поступать в батарею. Независимо от степени открытия патрубка А, температура воды на входе в батарею остается постоянной и равной 6°C.

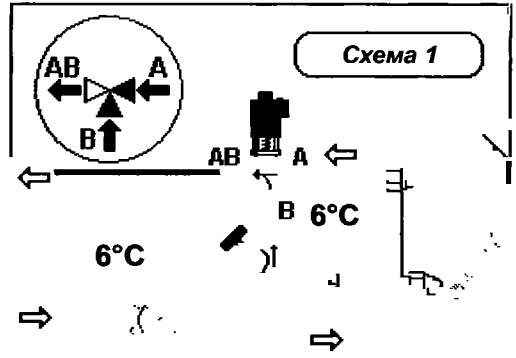


Рис. 98.30.

Такую схему часто называют схемой с обратимым теплосъемом (температура воды на входе в батарею постоянна, а расход воды переменный).

Схема 2. Здесь V3V, так же, как и в предыдущей схеме, выполняет функцию смешительного клапана. Однако в данной схеме клапан установлен на входе в батарею воздухоохладителя (в отличие от схемы 1, где клапан находится на выходе из батареи).

Каким бы ни было положение запорного элемента клапана, насос обеспечивает постоянный расход воды через батарею (в то время, как в схеме 1 расход переменный).

Если патрубок А клапана закрыт, то вода из испарителя с температурой 6°C совершенно не способна поступать в батарею. Вода в батарее начинает циркулировать по замкнутому контуру, состоящему из батареи, уравнивающего вентиля, клапана V3V и насоса (см. рис. 98.31). Ее температура начнет выравниваться с температурой воздуха, поступающего в воздухоохладитель, например, 20°C.

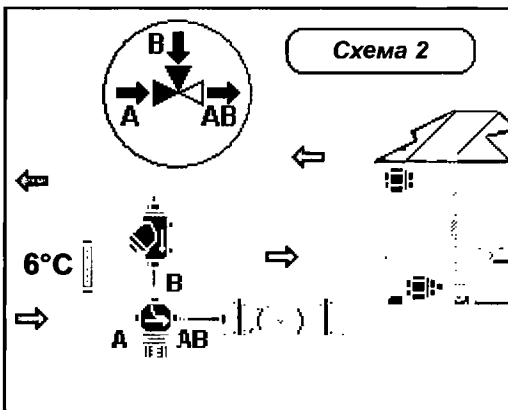


Рис. 98.31.

Как только патрубок А клапана V3V начнет открываться, холодная вода с температурой 6°C будет смешиваться с теплой водой, имеющей температуру 20°C, входящей через патрубок В, и температура воды на входе в батарею понизится, например, до 18°C. Эта температура будет равна 6°C только тогда, когда патрубок В полностью закроется.

При таком монтаже температура воды на входе в батарею меняется в зависимости от положения запорного элемента клапана V3V (в то время, как в схеме 1 меняется расход).

Этот монтаж, как правило, называют смешительной схемой с переменной температурой (расход воды через батарею остается все время постоянным).

Схема 3. Основное отличие схемы 3 от схемы 1 заключается в том, что магистраль перепуска подключена к выходу из клапана V3V (патрубок В), тогда как в схеме 1 она подключена к входу в клапан. Таким образом, в схеме 3 клапан V3V выполняет функцию распределительного клапана (см. рис. 98.32).

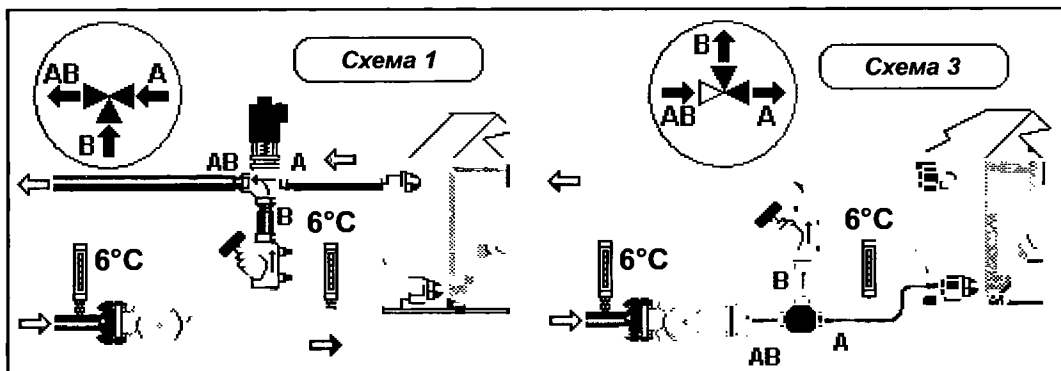


Рис. 98.32.



Рабочие параметры при такой схеме точно такие же, как и для схемы 1: температура воды на входе в батарею постоянна, а расход воды через батарею переменный.

Кроме того, распределительный клапан установлен на входе в батарею (схема 3), в то время как смесительный клапан находится на выходе из батареи (схема 1).

Если схему 1 называют схемой с обратимым теплоъемом, то схему 3, как правило, называют схемой с разгрузкой.

Схема 4. Как и в предыдущем случае, основное отличие схемы 4 от схемы 2 заключается в том, что магистраль перепуска подключена к выходу из клапана V3V, тогда как в схеме 2 она подключена к входу в клапан (см. рис. 98.33).

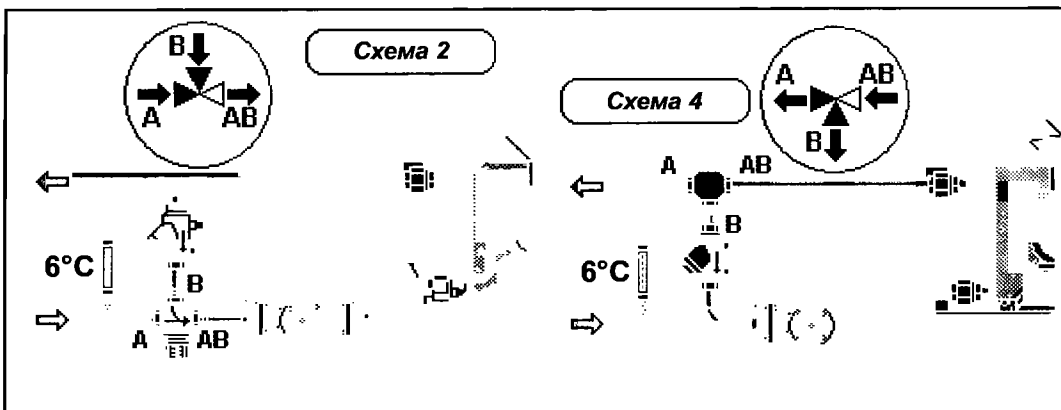


Рис. 98.33.

В этой схеме распределительный клапан установлен на выходе из батареи (схема 4), тогда как смесительный клапан находится на входе в батарею (схема 2).



Рабочие параметры при такой схеме точно такие же, как и для схемы 2: расход воды через батарею постоянный, а температура воды переменная.

Если схему 2 называют смесительной, то схему 4 часто называют схемой с обратимым смешиванием.

Подведем итог рассмотрению различных вариантов монтажа (см. рис. 98.34).

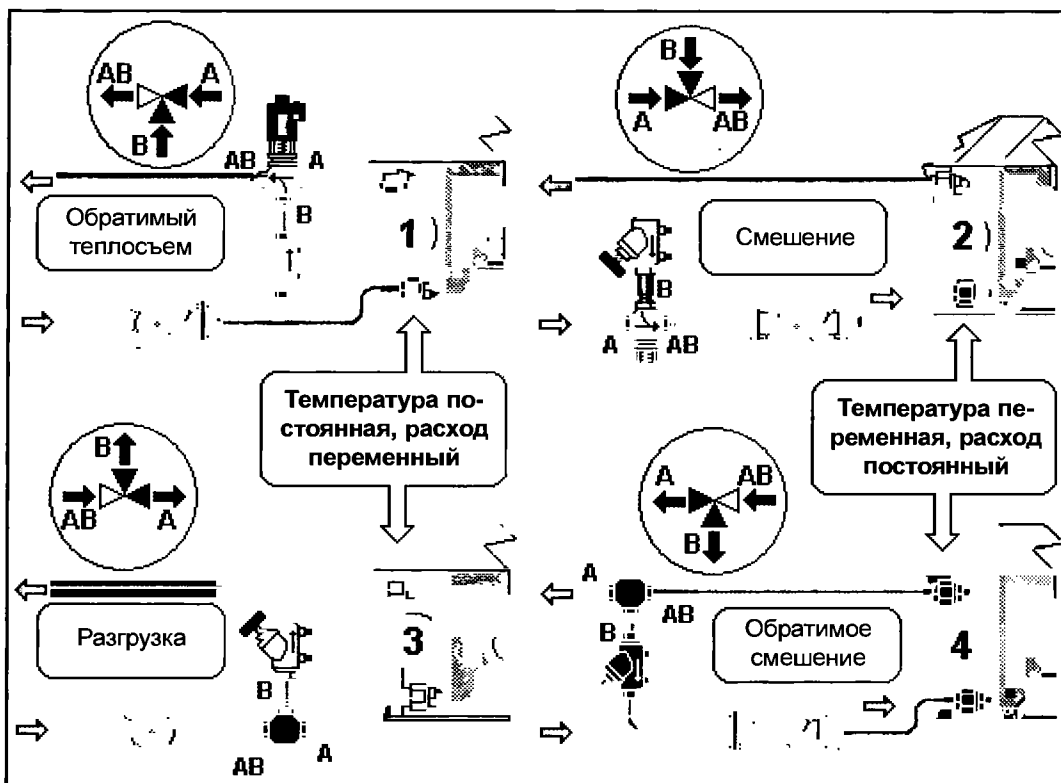


Рис. 98.34.

В результате, таблица 98.1 будет заполнена так, как показано в табл. 98.2:

Табл. 98.2.

Тип клапана, вариант монтажа	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 4
Смесительный клапан	✓	✓		
Распределительный клапан			✓	✓
Тарельчатый клапан	✓	✓		
Дисковый клапан			✓	✓
Клапан, установленный на входе в батарею воздухоохладителя		✓	✓	
Клапан, установленный на выходе из батареи	✓			✓
Постоянный расход воды через батарею		✓		✓
Переменный расход воды через батарею	✓		✓	
Постоянная температура воды на входе в батарею	✓		✓	
Переменная температура воды на входе в батарею		✓		✓

При небольшом навыке, тип монтажа клапана V3V в составе установки можно очень легко и быстро определить следующим образом (см. рис. 98.35):

1) Отметьте патрубок В магистрали перепуска (его трудно перепутать с другими патрубками, поскольку это единственный патрубок, не имеющий напротив себя других патрубков).

2) Определите тип запорного элемента, который может быть либо дисковым, либо тарельчатым (в последнем случае сервопривод находится напротив входа магистрали перепуска, то есть патрубка В).

3) Определите, с какой стороны клапана находится насос.

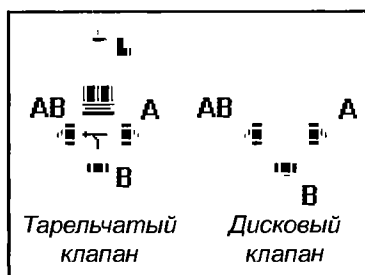


Рис. 98.35.

▶ Если за клапаном, то есть между клапаном и батареей, значит это вариант монтажа, обеспечивающий постоянный расход воды через батарею и переменную температуру воды (схемы 2 или 4 на рис. 98.34). В этом случае патрубок АВ подключен к батарее (либо напрямую, либо через насос). Для клапана с тарельчатым запорным элементом ледяная вода подается к патрубку А, для клапана с дисковым запорным элементом из патрубка А выходит теплая вода, которая подается в испаритель.

▶ Если перед клапаном, то есть между клапаном и испарителем, значит это вариант монтажа, обеспечивающий переменный расход воды через батарею и постоянную температуру воды (схемы 1 или 3 на рис. 98.34). В этом случае патрубок АВ подключен к испарителю (либо напрямую, либо через насос). Для клапана с дисковым запорным элементом, к патрубку АВ подается ледяная вода из испарителя, а для клапана с тарельчатым запорным элементом – из патрубка АВ выходит теплая вода, которая подается в испаритель.

Когда вы определите вход ледяной воды в батарею, проверьте, реализуется ли теплообмен по принципу противотока с проходящим через батарею воздухом.

Отметим, что как правило, вода в батарею воздухоохладителя подается снизу, а в батарею воздухонагревателя – сверху.



Умение быстро обнаружить ошибки монтажа очень часто помогает при сдаче системы в эксплуатацию или при сложном ремонте в случае аварии.

98.7. УПРАЖНЕНИЕ 2. Монтаж на агрегатах по производству ледяной воды

Мы только что изучили 4 основных варианта монтажа трехходовых регулирующих клапанов.

Посмотрите на схему (рис. 98.36). Можете ли вы определить, какой вариант использован в этой схеме?

Как по вашему, эта установка будет работать нормально?

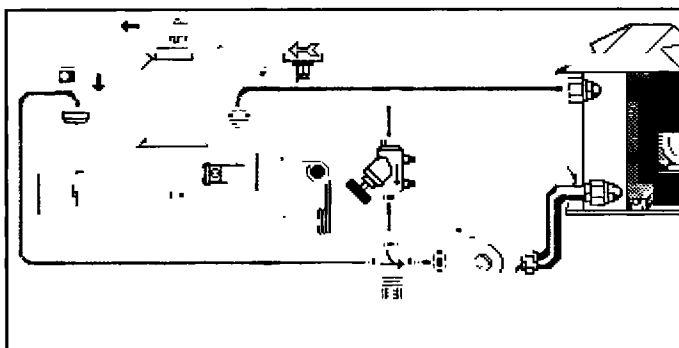


Рис. 98.36.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

В агрегате установлен клапан с тарельчатым запорным элементом. Насос расположен между клапаном и батареей воздухоохладителя. Следовательно, в этой схеме обеспечивается постоянный расход воды через батарею и переменная температура воды на входе в батарею, а клапан V3V является смесительным клапаном.

Попутно отметим, что вход ледяной воды производится в нижний патрубок батареи и последняя смонтирована таким образом, что теплообмен с воздухом, проходящим через батарею, осуществляется по принципу противотока.

Когда для охлаждаемых помещений потребуется максимальная холодопроизводительность, патрубок В клапана V3V будет полностью закрыт. Весь расход воды будет проходить через батарею, испаритель и клапан V3V от патрубка А к патрубку АВ: установка будет работать нормально.

Однако, как только потребность в холоде начнет падать, датчик температуры выдаст команду на закрытие патрубка А и, следовательно, открытие патрубка В.

Если уравнильный вентиль настроен правильно (то есть его гидравлическое сопротивление в точности равно гидравлическому сопротивлению испарителя), то расход воды через батарею, обеспечиваемый насосом, будет оставаться постоянным (см. рис. 98.37).

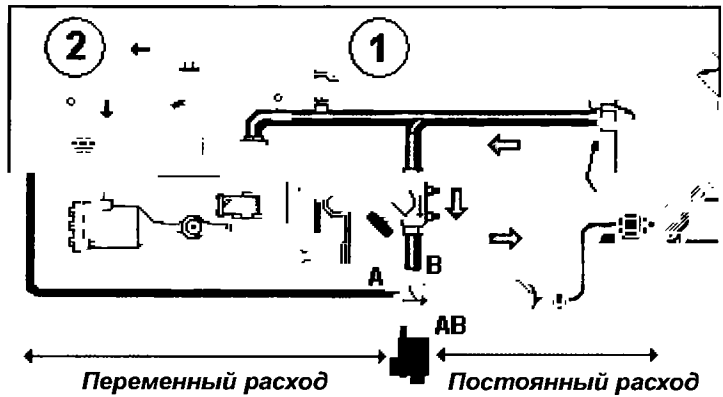


Рис. 98.37.

Но если часть воды будет проходить через клапан V3V от патрубка В к патрубку АВ, значит расход воды от патрубка А к патрубку АВ снизится, а следовательно, расход через испаритель будет переменным!

В пределе, если потребность в холоде для охлаждаемых помещений упадет до нуля, патрубок А клапана окажется полностью перекрытым и расход воды через испаритель также станет равным нулю!

Если сигнализатор расхода (поз. 1) или реле защиты от размораживания (поз. 2) не отключат компрессор, вода в испарителе очень быстро замерзнет и это наверняка приведет к разрушению испарителя! Следовательно, данная схема абсолютно не работоспособна.



Еще раз напоминаем, что расход воды через испаритель всегда должен быть постоянным. Следовательно, монтаж схемы (рис. 98.37) выполнен совершенно неправильно и содержит серьезную профессиональную ошибку.

УПРАЖНЕНИЕ 3

Допустим, что сохранение смешивания воды на входе в батарею является обязательным. Что бы вы предложили изменить в схеме для обеспечения нормальной работы установки?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

Если сохранение режима смешивания холодной и теплой воды на входе в батарею является абсолютно необходимым, то можно было бы, например, использовать схему, представленную на рис 98.38, позволяющую обеспечить постоянный расход через испаритель независимо от положения запорного элемента клапана V3V (мы довольно много говорили об использовании промежуточного смесительного ресивера в разделах 88.3 и 89).

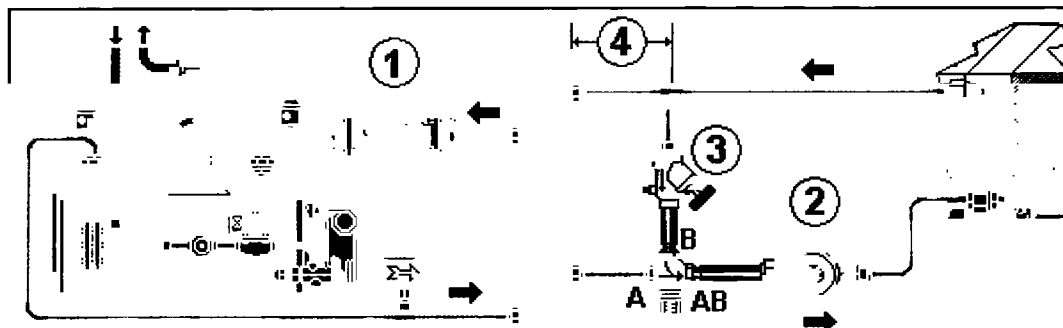


Рис. 98.38.

Попутно представляется полезным напомнить, что расход через насос первичного контура (поз. 1) всегда будет выше расхода через насос вторичного контура (поз. 2).

УПРАЖНЕНИЕ 4

Как вы думаете, всегда ли в схеме на рис. 98.38 необходим уравнильный вентиль?

Ответ приведен ниже, но прежде чем с ним знакомиться, поразмышляйте самостоятельно...

Решение упражнения 4

- ▶ При закрытом патрубке А клапана V3V, вода во вторичном контуре проходит через батарею, уравнильный вентиль и клапан V3V.
- ▶ При закрытом патрубке В, вода во вторичном контуре проходит через батарею, два отрезка трубопроводов (поз. 4 на рис. 98.38) – на входе в смесительный ресивер и выходе из него, и собственно сам смесительный ресивер.

Следовательно, уравнильный вентиль должен воспроизводить гидравлическое сопротивление двух отрезков трубопроводов (поз. 4) и смесительного ресивера. Однако мы знаем, что потери давления в смесительном ресивере $\Delta P_{\text{с.р.}}$ ничтожно малы. Кроме того, если длины отрезков обоих трубопроводов невелики, то потери давления в них также будут очень малы. В этих условиях уравнильный вентиль становится бесполезным.

С другой стороны, предположим, что клапан V3V расположен на расстоянии 100 м от смесительного ресивера. Если считать, что в стандартных трубопроводах средняя величина потерь давления составляет порядка 15 мм водяного столба на 1 м длины, то для двух трубопроводов потери давления $\Delta P_{\text{труб}}$ составят $200 \times 15 = 3000$ мм водяного столба (то есть 3 м вод. ст.). В зависимости от напорной характеристики насоса такое изменение гидравлического сопротивления уже не может считаться пренебрежимо малым.

98.8. УПРАЖНЕНИЕ 5. Проблема осушки воздуха

Давайте вновь рассмотрим предыдущую схему монтажа клапана V3V, установленную для смешивания потоков теплой и холодной воды на входе в батарею (см. рис. 98.39).

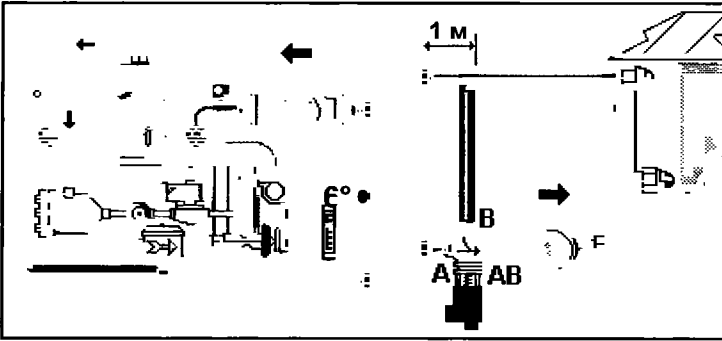


Рис. 98.39.

Выше мы уже видели, что если клапан V3V находится очень близко от смесительного ресивера (например, на расстоянии 1 м), то уравнительный вентиль становится бесполезным и на данной схеме мы его показывать не будем.

В техническом задании на установку было оговорено, что температура воздуха в

охлаждаемых помещениях должна быть не выше 23°C при влажности не более 50%. Для установки был подобран агрегат по производству ледяной воды с параметрами 6/11°C.

Установка была сдана в эксплуатацию в разгар лета. В этот период клиент был доволен работой установки. Однако, по мере приближения осени, когда потребность в холоде стала падать, у клиента появились претензии и он вызвал представителей службы сервиса.

Причиной вызова было то, что хотя температура в охлаждаемых помещениях поддерживалась на уровне 23°C (что соответствует требованиям технического задания), влажность воздуха повысилась до 60%, тогда как максимально допустимая влажность должна быть не более 50%!

Прибыв на место, представители службы сервиса действительно зафиксировали повышенную влажность воздуха. Однако агрегат по производству ледяной воды работал нормально и температура воды на выходе из агрегата была равна 6°C.

Расходы воды через насосы первичного и вторичного контуров соответствовали настройкам.

То есть, на самом деле все оборудование работало превосходно!

Посмотрев на диаграмму влажного воздуха (рис. 98.40), вы можете легко понять, что при температуре воздуха 23°C и относительной влажности 60% (точка А) температура точки росы равна 15°C (точка В).

При необходимости еще раз просмотрите базовые понятия о влажном воздухе (см. раздел 72).

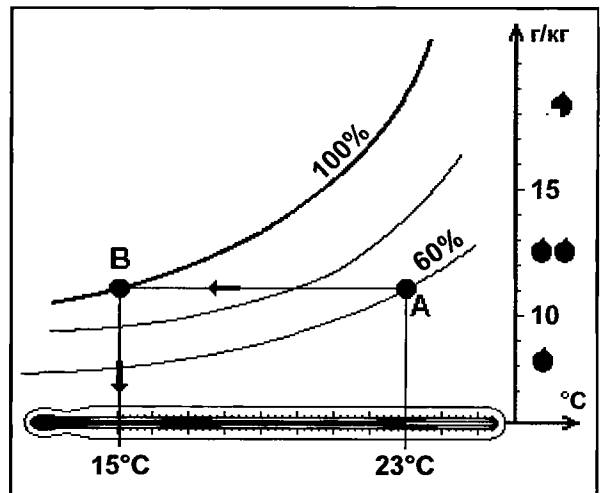


Рис. 98.40.

Как бы вы объяснили эту ситуацию?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 5

Если влажность воздуха равна 60%, вместо требуемых 50%, значит осушка воздуха производится недостаточно, хотя агрегат по производству ледяной воды работает нормально и температура воды на выходе из него равна что 6°C.

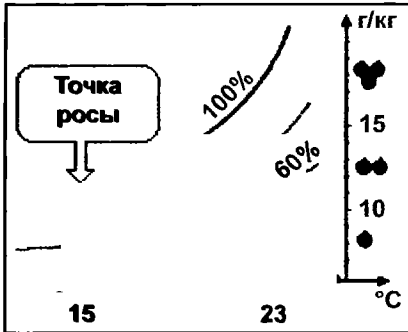


Рис. 98.41.



Из диаграммы влажного воздуха (см. рис. 98.41) видно, что для осушки воздуха с температурой 23°C и влажностью 60% обязательно требуется понизить его температуру ниже точки росы, то есть ниже 15°C.

Казалось бы, что при температуре ледяной воды 6°C осушка воздуха не составляет никакого труда. Однако в то время, как температура воздуха в охлаждаемых помещениях соответствует требуемому значению, то есть 23°C, влажность воздуха слишком велика.

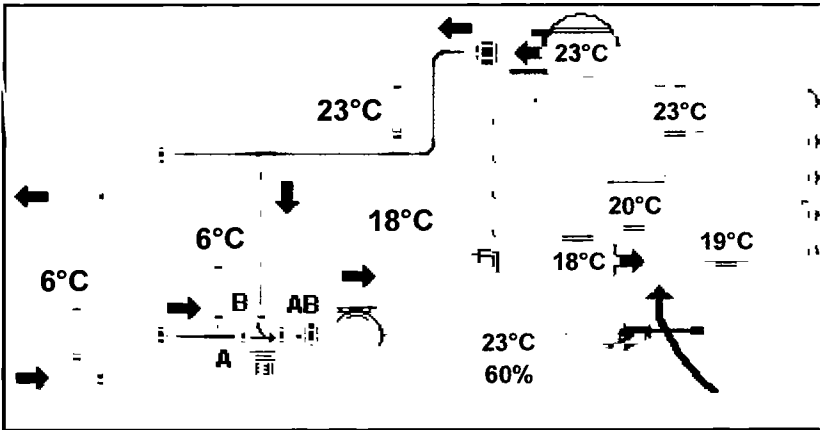


Рис. 98.42.

Давайте начнем с того, что попытаемся понять причину такого поведения параметров охлаждаемого воздуха.

Когда потребность в холоде для охлаждаемых помещений сравнительно мала, патрубок А клапана V3V (см. рис. 98.42) еле-еле приоткрыт и расход ледяной воды с температурой 6°C от патрубка А к патрубку АВ очень мал.

Этот маленький расход воды с температурой 6°C в клапане V3V смешивается с большим расходом воды с температурой 23°C, приходящей к патрубку В. Тогда температура воды, которая выходит из патрубка АВ, чтобы питать батарею воздухоохладителя, будет равна, например, 18°C.

Конечно, если воздух, поступающий на батарею воздухоохладителя, имеет температуру 23°C, то вода на выходе из батареи будет иметь температуру очень близкую к этому значению (см. раздел 98.1).

Если очевидно, что вода с температурой 18°C вполне способна охлаждать воздух с температурой 23°C, то столь же очевидно, что вода с такой температурой никак не сможет осушить воздух, точка росы которого равна 15°C!

УПРАЖНЕНИЕ 6

Мы убедились, что в схеме установки на рис. 98.42 допущена серьезная ошибка и такая схема неспособна поддерживать требуемый уровень влажности. Что же делать?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 6

Действительно, в конструкции установки на рис. 98.42 допущена серьезная ошибка. Нужно было с самого начала смонтировать батарею воздухоохладителя таким образом, чтобы расход ледяной воды через нее был бы переменным (следовательно, температура воды на входе в батарею постоянна), как показано на рис. 98.43 (вы, наверное, без труда узнаете в этой схеме схему с обратным теплосъемом).

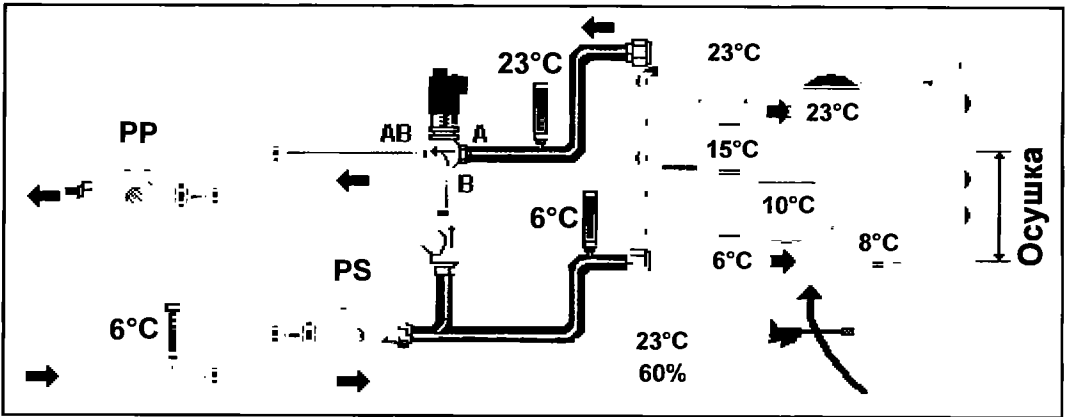


Рис. 98.43.

В такой схеме, даже при малой потребности в холоде (следовательно, при едва открытом патрубке А клапана V3V), в нижнюю часть батареи воздухоохладителя всегда поступает вода с температурой 6°C.

В зависимости от расхода воды через батарею (то есть в зависимости от степени открытия патрубка А), эта вода более или менее быстро нагревается. Однако до тех пор, пока температура воды в нижней части батареи воздухоохладителя остается менее 15°C (то есть ниже температуры точки росы воздуха, поступающего на батарею), воздух не только охлаждается, но и осушается.

Таким образом, только схема с переменным расходом позволяет осушать воздух даже тогда, когда потребность в холоде невелика.



Поэтому, за исключением отдельных очень специальных случаев, батареи воздухоохладителей, работающие на ледяной воде, монтируются по схеме с переменным расходом воды.

УПРАЖНЕНИЕ 7

Мы с вами убедились, что наличие уравнительного вентиля в гидравлическом контуре воздухоохладителей не всегда обязательно (см. раздел 98.7).

Однако на схеме (рис. 98.44) этот вентиль присутствует. Правы ли мы, установив этот вентиль?

В самом деле, если клапан V3V установлен на расстоянии 1 м от входа в смешительный ресивер (см. рис. 98.44), будет ли необходим уравнительный вентиль?

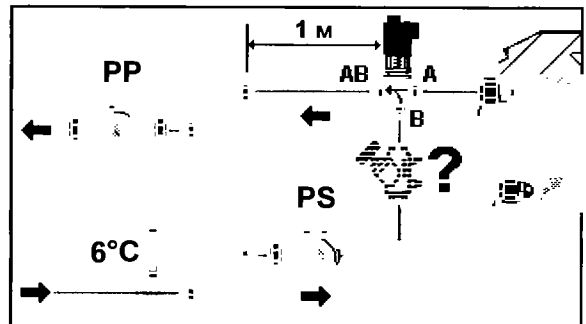


Рис. 98.44.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 7

Мы знаем, что расход насоса первичного контура **PP** должен всегда оставаться выше расхода насоса вторичного контура **PS** (см. раздел 88.2).

Действительно, любое превышение расхода насоса вторичного контура над расходом насоса первичного контура приводит к росту температуры ледяной воды на входе в батарею воздухоохладителя. Рассмотрим, что происходит в работе насосов первичного и вторичного контуров в зависимости от положения запорного элемента клапана **V3V** (см. рис. 98.44).

- ▶ Когда закрыт патрубок **B** клапана **V3V**, насос вторичного контура **PS** должен преодолеть гидравлическое сопротивление батареи воздухоохладителя $\Delta P_{\text{бат.}}$ + гидравлическое сопротивление клапана **V3V** ΔP_{V3V} (мы знаем, что гидравлическое сопротивление смесительного ресивера пренебрежимо мало).
- ▶ Когда закрыт патрубок **A** клапана **V3V**, гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{\text{бат.}}$ исключается из контура и сопротивление, которое должен преодолевать насос **PS**, резко падает, следовательно, расход через насос **PS** существенно растёт.

В результате, чем больше снижается потребность в холоде, тем больше перекрывается проходное сечение патрубка **A**, и тем заметнее растёт расход через насос **PS**, и тем больше “теплой” воды возвращается в смесительный ресивер (поз. 1 на рис. 98.45). Следовательно, температура ледяной воды на входе в батарею воздухоохладителя начнет повышаться.

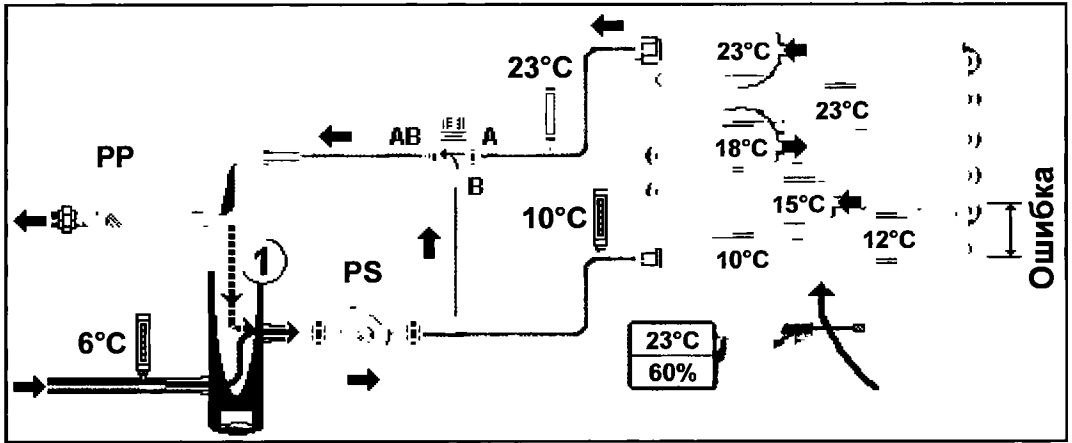


Рис. 98.45.

В примере на рис. 98.45 температура ледяной воды на входе в смесительный ресивер равна 6°C, в то время, как температура воды на входе в батарею выросла до 10°C.

Поскольку потребность в холоде мала, вода с температурой 10°C позволяет охлаждать воздух вполне приемлемо. Однако очевидно, что зона осушки воздуха на батарее воздухоохладителя в этом случае будет существенно меньше, чем в случае с температурой воды на входе в батарею 6°C (см. схему на рис.98.43 с уравнительным вентилем).

Примечание. Для простоты мы будем считать, что температура поверхности батареи воздухоохладителя равна температуре воды, циркулирующей в трубках батареи.



В действительности температура поверхности и оребрения трубок несколько выше температуры воды, циркулирующей внутри трубок.

Однако такое допущение абсолютно ничего не меняет в наших рассуждениях, поскольку мы не ставили своей целью подбор батареи.

98.9. ПОДБОР ТРЕХХОДОВЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ V3V

В некоторых случаях клиент оказывается недоволен параметрами воздуха в охлаждаемых помещениях. Однако различные регуляторы (температуры, влажности и т.д.), которые управляют положением запорного элемента клапана V3V, настроены вполне нормально. К несчастью, чтобы управлять параметрами воздуха в охлаждаемых помещениях, установки только трехходового регулирующего клапана оказывается недостаточно.

По многочисленным просьбам наших читателей в настоящем разделе мы попытаемся объяснить, почему так происходит.

А) Понятие диапазона регулирования

Чтобы лучше понять, что такое диапазон регулирования, рассмотрим простой пример. Возьмем реостат сопротивлением 10 Ом, установленный последовательно с осветительной электролампой 100 Вт / 100 В. Вспомогая, что мощность $P = U^2 / R$, найдем сопротивление лампы $R = U^2 / P$, то есть $R = 100 \times 100 / 100 = 100$ Ом.

Подадим на схему напряжение 100 В (см. рис. 98.46). Когда рычажок реостата находится в крайнем правом положении (поз. 1), сопротивление реостата равно нулю и напряжение на клеммах лампы равно 100 В, то есть равно номинальному напряжению лампы.

В этом случае лампа светит в полный накал.

Переместим рычажок реостата в крайнее левое положение (поз. 2). Тогда в электрической цепи последовательно с лампой будет находиться реостат сопротивлением 10 Ом. Полное сопротивление цепи $R_t = 10 + 100 = 110$ Ом.

Ток I , который в этом случае будет проходить по цепи, равен $U / R_t = 100 / 110 = 0,91$ А.

Следовательно, напряжение на клеммах лампы окажется равным $U_L = R \times I = 100 \times 0,91 = 91$ В вместо 100 В. Мощность лампы будет равна $P = U^2 / R = 91 \times 91 / 100 = 83$ Вт вместо 100 Вт. То есть лампа будет светить слабее.

Очевидно, что назначение реостата состоит в том, чтобы менять освещенность, то есть регулировать степень накала лампы. Однако изменение освещенности при различных положениях рычажка реостата очень незначительное (не более 17%). Очевидно, что этот реостат не способен менять освещенность в широком диапазоне: мы можем говорить о том, что у него узкий диапазон регулирования!

98.10. УПРАЖНЕНИЕ 1. Диапазон регулирования

С таким регулятором освещенности, который описан в предыдущем разделе, мы не добьемся нужных результатов!

Что произойдет, если заменить реостат сопротивлением 10 Ом на реостат сопротивлением 100 Ом? А если использовать реостат с сопротивлением 1000 Ом?

Решение на следующей странице...

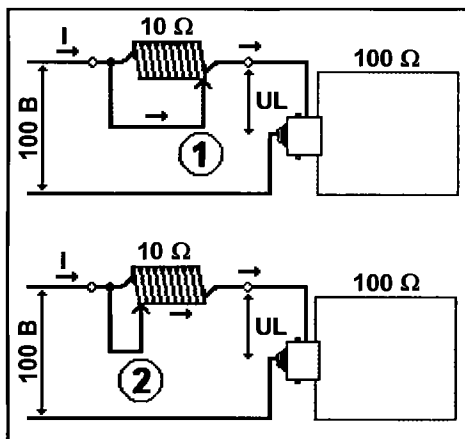


Рис. 98.46.

Решение упражнения 1

Когда рычажок реостата находится в крайнем правом положении (поз. 1 на рис. 98.47), то независимо от сопротивления реостата в 10, 100, 1000 или X Ом, он будет зашунтирован и напряжение на клеммах лампы будет равно напряжению питания, то есть 100 В. Следовательно, лампа будет светить в полный накал и освещенность будет максимальной независимо от сопротивления реостата.

Для реостата с сопротивлением 100 Ом:

Когда рычажок такого реостата будет переведен в крайнее левое положение (поз. 2 на рис. 98.47), в цепь, последовательно с лампой, будет подключено сопротивление 100 Ом. Следовательно, полное сопротивление цепи $R_t = 100 + 100 = 200$ Ом.

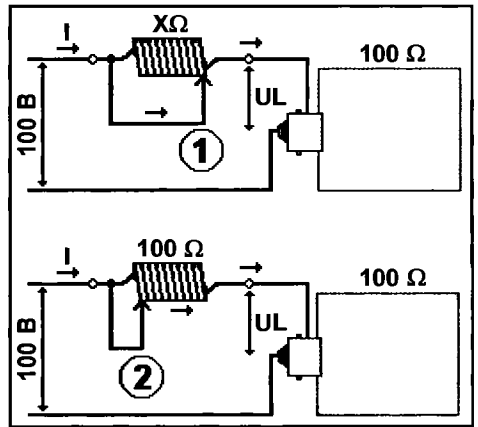


Рис. 98.47.

В этом случае ток I , протекающий по цепи, будет равен $I = U / R_t = 100 / 200 = 0,5$ А. Следовательно, на клеммах лампы будет напряжение $U_L = R \times I = 100 \times 0,5 = 50$ В вместо 100 В. При этом мощность лампы упадет до величины $P = U^2 / R = 50 \times 50 / 100 = 25$ Вт.

При падении напряжения на клеммах лампы в 2 раза, ее мощность уменьшится в 4 раза. Соответственно, в 4 раза упадет и освещенность! Таким образом, реостат с сопротивлением 100 Ом обеспечивает гораздо более широкий диапазон регулирования освещенности, чем реостат с сопротивлением 10 Ом, который мы рассматривали в предыдущем разделе.

Для реостата с сопротивлением 1000 Ом:

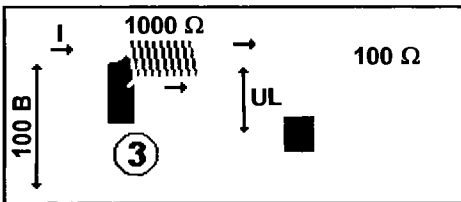


Рис. 98.48.

Если рычажок такого реостата находится в крайнем левом положении (поз. 3 на рис. 98.48), его сопротивление 1000 Ом будет подключено в цепь последовательно с сопротивлением лампы. В этом случае полное сопротивление цепи $R_t = 1000 + 100 = 1100$ Ом.

Ток I , текущий в цепи, окажется равным $I = U / R_t = 100 / 1100 = 0,09$ А. Напряжение на клеммах лампы упадет до величины $U_L = R \times I = 100 \times 0,09 = 9$ В

вместо 100 В. Следовательно, мощность лампы окажется равной $P = U^2 / R = 9 \times 9 / 100 = 0,81$ Вт. То есть лампа практически не будет светить (действительно, ее мощность уменьшится в 123 раза). Таким образом, данный реостат обладает еще большим диапазоном регулирования, гораздо более широким, чем реостат с сопротивлением 100 Ом.

Заметим, что название “регулятор” дают любому устройству, назначением которого является регулирование (изменение) какой-либо физической величины (в случае с реостатом – освещенности, в случае с клапаном V3V – холодопроизводительности или тепловой мощности и т.д.).

Диапазоном регулирования того или иного регулятора называют интервал, в пределах которого может меняться регулируемая величина. В общем случае диапазон регулирования заключен в пределах от 0 до 1. Его значение можно рассчитать по следующей формуле:

$$D = \frac{R_{\text{регулятора}}}{R_{\text{регулятора}} + R_{\text{контура}}} = \frac{R_r}{R_r + R_v}$$

где $R_{\text{регулятора}}$ – сопротивление регулятора, $R_{\text{контура}}$ – собственное сопротивление контура, в котором установлен регулятор.

Применяя это определение, мы можем рассчитать диапазон регулирования реостата для каждого из трех вариантов, использованных в нашем примере:

Реостат 10 Ом: $D = R_r / (R_r + R_v) = 10 / (10 + 100) = 0,09$.

Реостат 100 Ом: $D = R_r / (R_r + R_v) = 100 / (100 + 100) = 0,5$.

Реостат 1000 Ом: $D = R_r / (R_r + R_v) = 1000 / (1000 + 100) = 0,91$.

i Чем больше сопротивление регулятора (реостат, клапан и т.д.), тем больше диапазон регулирования.

Б) Диапазон регулирования трехходовых клапанов

Теперь, когда мы знаем, что такое диапазон регулирования и как его рассчитать, применим наши новые знания к трехходовым регулирующим клапанам. Возьмем *теоретический* пример батареи воздухоохладителя, подключенной по схеме с обратным теплосъемом, у которой при номинальном расходе Q_v гидравлическое сопротивление $\Delta P_{\text{бат.}} = 5$ м вод. ст. (см. рис. 98.49).

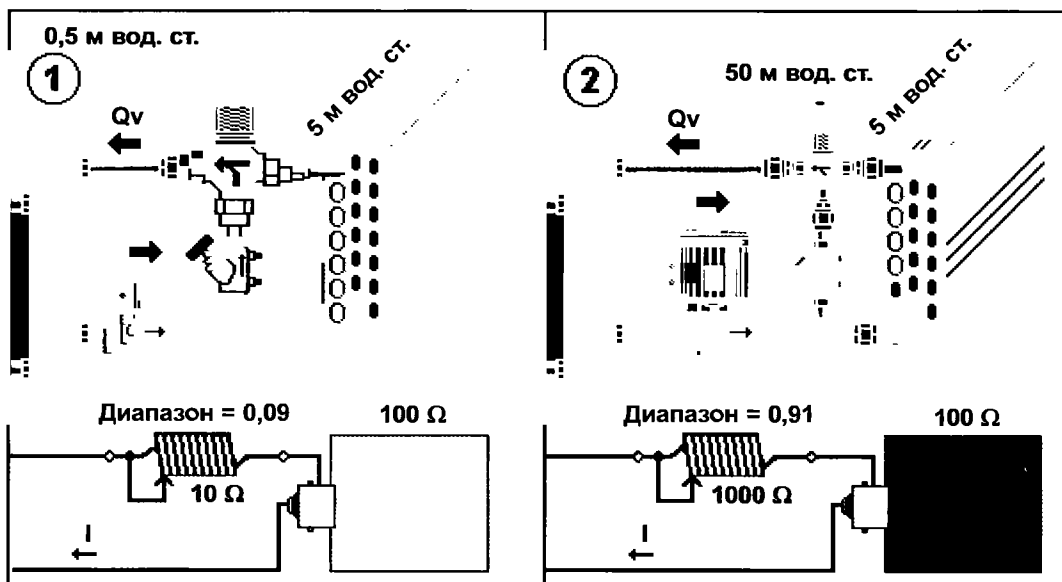


Рис. 98.49.

- ▶ **Схема 1.** Установлен клапан V3V, сопротивление которого ΔP_{V3V} в 10 раз меньше сопротивления батареи. Клапан предназначен для изменения расхода воды через батарею. Его диапазон регулирования равен $\Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{\text{бат.}}) = 0,5 / (0,5 + 5) = 0,09$.
- ▶ **Схема 2.** Установлен клапан V3V, сопротивление которого ΔP_{V3V} в 10 раз больше сопротивления батареи. Клапан так же предназначен для изменения расхода воды через батарею. Его диапазон регулирования равен $\Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{\text{бат.}}) = 50 / (50 + 5) = 0,91$.

98.11. УПРАЖНЕНИЕ 2. Напор насоса

Каким должен быть напор насоса для двух вариантов схемы (рис. 98.49)? Что вы об этом думаете?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

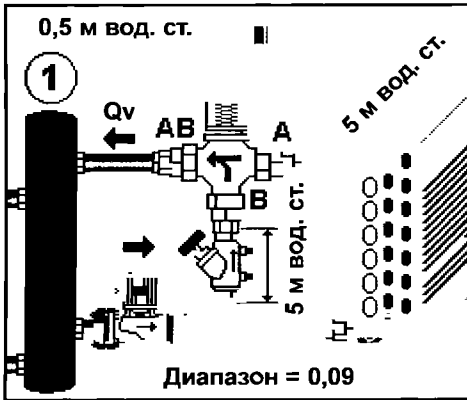


Рис. 98.50.

Батарея запитана через смесительный ресивер (см. разделы 88.3 и 89). Мы можем считать, что гидравлическое сопротивление смесительного ресивера близко к нулю.

Схема 1 (см. рис. 98.50). Клапан V3V предназначен для изменения расхода воды через батарею. Следовательно, уравнивающий вентиль должен быть настроен на потери давления $\Delta P_{\text{вент.}} = 5$ м вод. ст. (см. раздел 98.4).

Таким образом, напор насоса должен преодолевать сопротивление 5,5 м вод. ст. независимо от того, какой патрубок клапана V3V (A или B) будет закрыт.

Схема 2 (см. рис. 98.51). Сопротивление уравнивающего вентиля из тех же соображений, что и выше, должно быть равно $\Delta P_{\text{вент.}} = 5$ м вод. ст.

Однако на этот раз при закрытии патрубка A или B клапана V3V, напор насоса должен быть равен 55 м вод. ст.

Следовательно, нам предстоит сделать выбор одного из двух вариантов:

- ▶ Установить огромный регулирующий клапан V3V (у которого, по сравнению с батареей, будет малое гидравлическое сопротивление) и маленький насос. Достижимый в этом случае диапазон регулирования будет крайне посредственным, не более 0,09. Действительно, можно легко себе представить, что при таком большом проходном сечении, как только огромный клапан V3V откроется, например, на 10%, холодопроизводительность батареи тут же возрастет до величины свыше 80% от номинала.
- ▶ Установить очень маленький регулирующий клапан V3V (следовательно, с большим гидравлическим сопротивлением) и огромный насос. Диапазон регулирования в этом случае вырастет до 0,91, что превосходно. Однако насос при этом будет потреблять слишком много энергии!

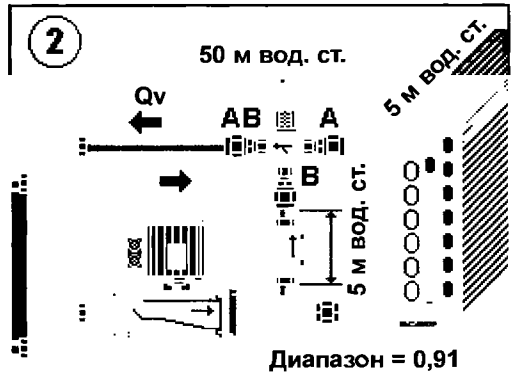


Рис. 98.51.

Таким образом, мы убедились, что ни одно из двух решений нас не устраивает ни в плане техники, ни в плане экономики.



Поэтому очень часто выбирают компромиссный вариант, заключающийся в том, чтобы подобрать регулирующий клапан V3V, гидравлическое сопротивление которого соизмеримо с гидравлическим сопротивлением батареи или, по крайней мере, превышает его не более, чем в два раза.

На рис. 98.52 гидравлическое сопротивление ΔP_{V3V} равно гидравлическому сопротивлению батареи $\Delta P_{бат.}$. Достижимый при этом диапазон регулирования $D = \Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{бат.}) = 5 / (5 + 5) = 0,5$. Такой диапазон представляется вполне удовлетворительным, если требуемая точность поддержания параметров воздуха в охлаждаемых помещениях не слишком высока или если регулятор не сложен.

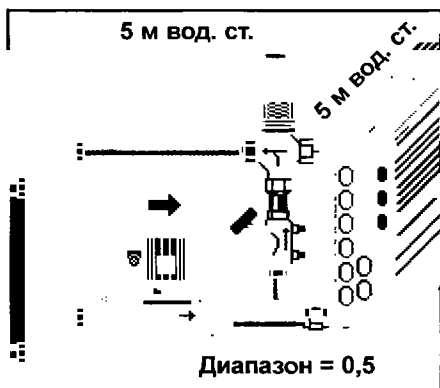


Рис. 98.52.

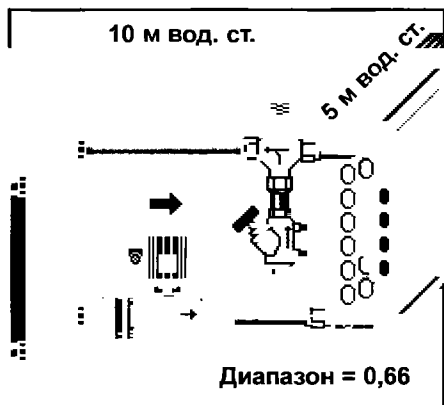


Рис. 98.53.

В примере на рис 98.53 гидравлическое сопротивление клапана $V3V$ ΔP_{V3V} в 2 раза больше гидравлического сопротивления батареи $\Delta P_{бат.}$. Диапазон регулирования в этом случае равен $D = \Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{бат.}) = 10 / (10 + 5) = 0,66$. Это превосходное значение для случаев, когда требуется поддерживать высокую точность регулирования с регулятором высокого качества.



Если регулятор $V3V$ подобран неправильно, то установка никогда не сможет работать нормально.

Действительно, если диапазон регулирования $V3V$ посредственный, система регулирования никогда не сможет работать хорошо, даже если она управляется компьютером стоимостью в 1000000 (один миллион) евро!

В) Подбор трехходовых регулирующих клапанов

Для подбора клапана V3V, после того, как вы выбрали модель клапана, необходимо определить величину его гидравлического сопротивления ΔP_{V3V} в зависимости от расхода для различных значений номинальных параметров*. Что может быть лучше, чем очередное упражнение, чтобы применить полученные нами новые знания на практике?

98.12. УПРАЖНЕНИЕ 3. Подбор клапана V3V

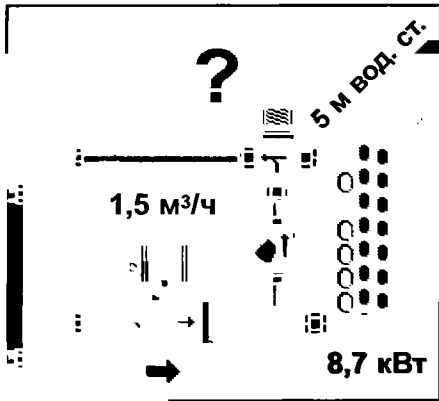


Рис. 98.54.

Требуется установить трехходовой регулятор V3V модели KF (см. номограмму на рис. 98.55), чтобы обеспечить высококачественное регулирование батареи воздухоохладителя номинальной холодопроизводительностью 8,7 кВт (см. принципиальную схему на рис. 98.54).

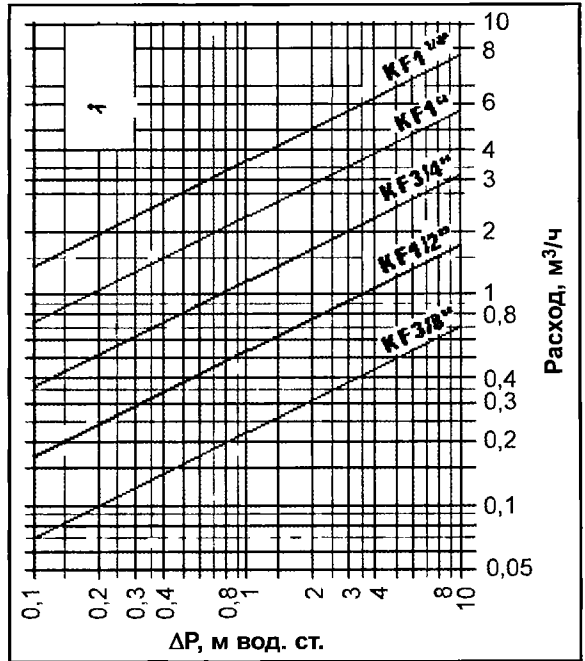


Рис. 98.55.

Потребный расход воды $Q_v = \Phi_0 / (\Delta t \times 1,16) = 8,7 / (5 \times 1,16) = 1,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. раздел 86).

Каким должен быть условный диаметр D_u клапана V3V для данного расхода, если гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{\text{бат.}} = 5 \text{ м вод. ст.}$?

Решение упражнения 3

Данный клапан устанавливается по схеме с поддержанием постоянной температуры воды на входе в батарею и переменным расходом через батарею: то есть речь идет о схеме с обратным теплосъемом, которая полностью соответствует задаче поддержания заданных значений температуры и влажности в охлаждаемом помещении, в чем мы убедились в разделе 98.8.

Поскольку регулятор должен менять расход воды через батарею воздухоохладителя в зависимости от потребностей в холоде, его гидравлическое сопротивление ΔP_{V3V} при номинальном расходе должно быть близко к гидравлическому сопротивлению батареи $\Delta P_{\text{бат.}}$ (то есть 5 м вод. ст.), чтобы обеспечить диапазон регулирования около 0,5 (см. рис. 98.56).

* В отечественной практике в качестве номинальных параметров используются так называемые условные диаметры проходного сечения D_u (прим. ред.).



Запомните, диапазон регулирования клапана V3V всегда равен 0,5, если его гидравлическое сопротивление ΔP_{V3V} равно гидравлическому сопротивлению устройства, в котором меняется расход.

Номограмма (см. рис. 98.57), связывающая расход воды с потерями давления для клапанов модели KF в зависимости от условного диаметра Ду, показывает:

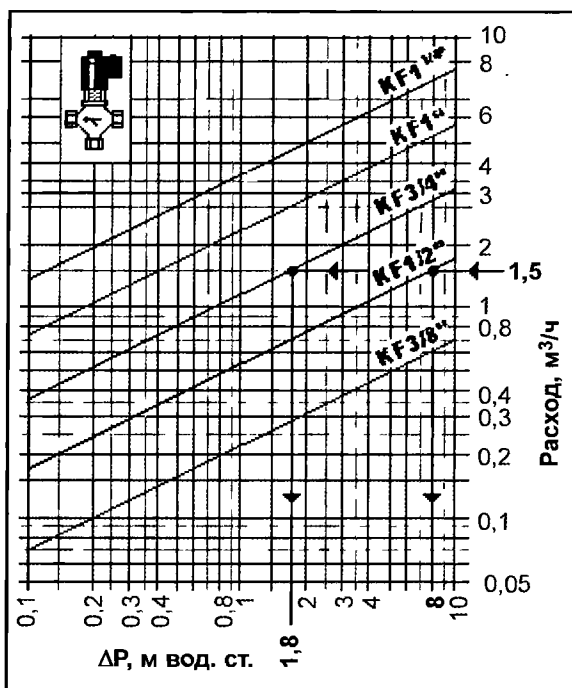


Рис. 98.57.

Попутно заметим, что уравнильный вентиль, устанавливаемый на магистрали перепуска, должен быть настроен таким образом, чтобы при расходе 1,5 м³/ч иметь гидравлическое сопротивление, равное гидравлическому сопротивлению батареи воздухоохладителя при том же расходе 1,5 м³/ч.

Вспоминая, что гидравлическое сопротивление смесительного ресивера пренебрежимо мало, можно сделать вывод о том, что в данной схеме должен быть установлен насос, обеспечивающий при расходе 1,5 м³/ч напор $H_{нас.} = \Delta P_{бат.} + \Delta P_{V3V} = 5 + 8 = 13$ м вод. ст.

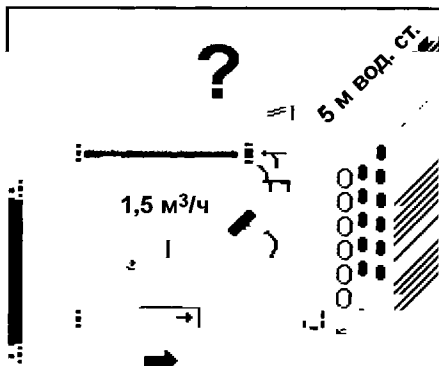


Рис. 98.56.

- Модель KF Ду 3/4" при расходе 1,5 м³/ч создает гидравлическое сопротивление $\Delta P_{V3V} = 1,8$ м вод. ст., то есть много меньше гидравлического сопротивления батареи.

Следовательно, эта модель слишком велика (если ее установить, диапазон регулирования будет только $D = 1,8 / (1,8 + 5) = 0,26$, что явно неприемлемо!

- Модель KF Ду 1/2" при расходе 1,5 м³/ч создает гидравлическое сопротивление $\Delta P_{V3V} = 8$ м вод. ст., то есть несколько выше $\Delta P_{бат.} = 5$ м вод. ст.

При установке этой модели располагаемый диапазон регулирования составит $D = 8 / (8 + 5) = 0,61$, что является отличным значением!

Г) Использование коэффициента расхода Kvs

Если нет возможности подобрать клапан модели КФ с подходящим значением D_u (нельзя обеспечить нужную величину ΔP_{V3V} , не устраивает цена, нет в наличии и т.д.), то нужно искать другую модель, а в случае необходимости обратиться к другому производителю.

Это предполагает рассмотрение номограмм для множества моделей клапанов и неоднократный поиск нужного варианта на кривых “гидравлическое сопротивление–расход” при выборе подходящей модели: такая процедура поиска нужной модели не всегда удобна и занимает очень много времени!

Чтобы упростить эту процедуру, рекомендуется использовать такую характеристику клапана, как коэффициент расхода Kvs .

i Коэффициент расхода клапана Kvs численно равен такому расходу воды через клапан в $m^3/ч$, при котором потери давления на клапане ΔP_{V3V} равны 10 м вод. ст. (то есть 100 кПа или 1 бар).

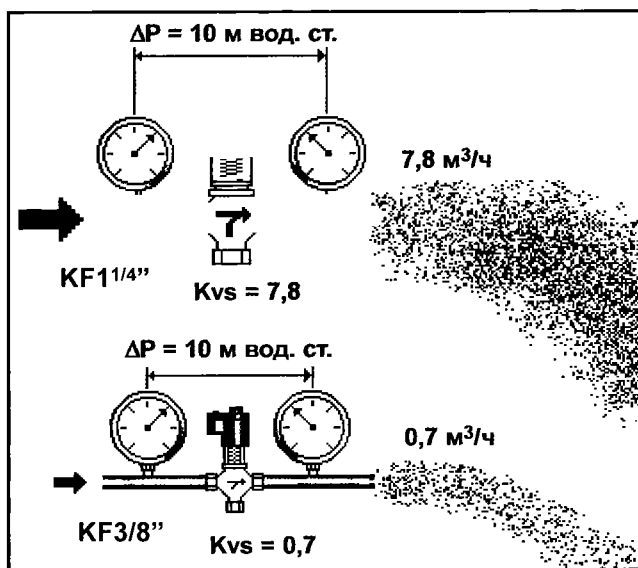


Рис. 98.58.

Вновь рассматривая клапаны V3V, которые мы только что собирались использовать, отметим, что согласно данным их производителя для клапана КФ Ду 1 1/4" $Kvs = 7,8 \text{ м}^3/\text{ч}$, а для клапана КФ Ду 3/8" $Kvs = 0,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. рис. 98.58).

i Чем больше условный диаметр клапана D_u , тем больше коэффициент расхода Kvs .

Впрочем, если рассмотреть номограмму (см. рис. 98.57), то можно понять, что с ее помощью достаточно легко найти значение коэффициента расхода Kvs для каждого значения D_u клапанов серии КФ.

Для этого достаточно прочесть значение расхода, при котором потери давления на клапане ΔP_{V3V} равны 10 м вод. ст.

Давайте вновь рассмотрим уже решенное нами упражнение 3. Нам нужно было подобрать клапан с гидравлическим сопротивлением ΔP_{V3V} НЕ МЕНЕЕ 5 м вод. ст. при расходе 1,5 $m^3/ч$ (см. рис. 98.59).

Чтобы найти значение коэффициента расхода Kvs такого клапана, достаточно рассчитать расход, который должен проходить через этот клапан, чтобы потери давления на нем составили 10 м вод. ст.

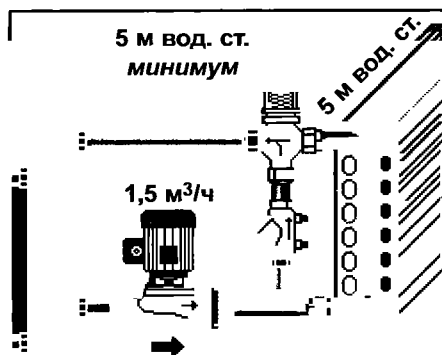


Рис. 98.59.

Такой расчет мы уже делали в разделе 94, но чтобы упростить вам жизнь, еще раз повторим процедуру расчета:

$$Kvs = \text{Расход (м}^3/\text{ч)} \times \sqrt{10 / \Delta P_{V3V} \text{ (м вод. ст.)}}$$

$$\text{В результате находим: } Kvs = 1,5 \times \sqrt{10 / 5} = 2,12 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Это означает, что мы будем искать регулятор V3V, **МАКСИМАЛЬНОЕ** значение коэффициента расхода которого Kvs должно быть не более 2,12 м³/ч (напомним, что чем больше Ду клапана, тем больше значение Kvs).

Если мы вновь рассмотрим номограмму моделей KF (см. рис. 98.57), а еще лучше табл. 98.3, то увидим, что клапан KF с Ду 3/4", имеющий Kvs = 3,2 м³/ч, будет для нас слишком велик. С другой стороны, клапан KF с Ду 1/2", который имеет Kvs = 1,7 м³/ч (следовательно, ниже 2,12 м³/ч) полностью нам подходит*.

Итак, если у нас нет номограммы, то мы можем обратиться к производителю и заказать у него клапан с тарельчатым запорным элементом (и при необходимости с дополнительными опциями) и **МАКСИМАЛЬНЫМ** значением коэффициента расхода Kvs не более 2,12 м³/ч.

При этом нам не потребуется просматривать все страницы каталога и изучать различные номограммы. Достаточно будет ознакомиться с таблицей, аналогичной табл. 98.3

Табл. 98.3.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Значение коэффициента расхода Kvs (м ³ /ч) для разных значений Ду					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
KF	Тарель	0,7	1,7	3,2	5,3	7,8	–
GG	Тарель	1,8	3,0	3,6	6,3	9,5	11,0
KB	Диск	1,8	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4
КС	Диск	1,2	1,9	3,6	6,5	–	–



Заметим, что значение коэффициента расхода Kvs (который иногда в англоязычной литературе для регуляторов V3V обозначается как Cv) очень часто указывают на корпусе клапана.

* Ограничение по Kvs сверху, в данном случае равное 2,12 м³/ч, является необходимым, но не достаточным условием для правильного подбора клапана. Вторым ограничением при подборе клапана должно быть минимально допустимое значение Kvs, то есть ограничение снизу. В данном случае минимальное значение Kvs должно быть не меньше номинального расхода, то есть 1,5 м³/ч (прим. ред.).

98.13. УПРАЖНЕНИЕ 4.

Использование коэффициента расхода Kvs

Вы ознакомились с напорной характеристикой насоса gg50-04 (см. рис. 98.60).

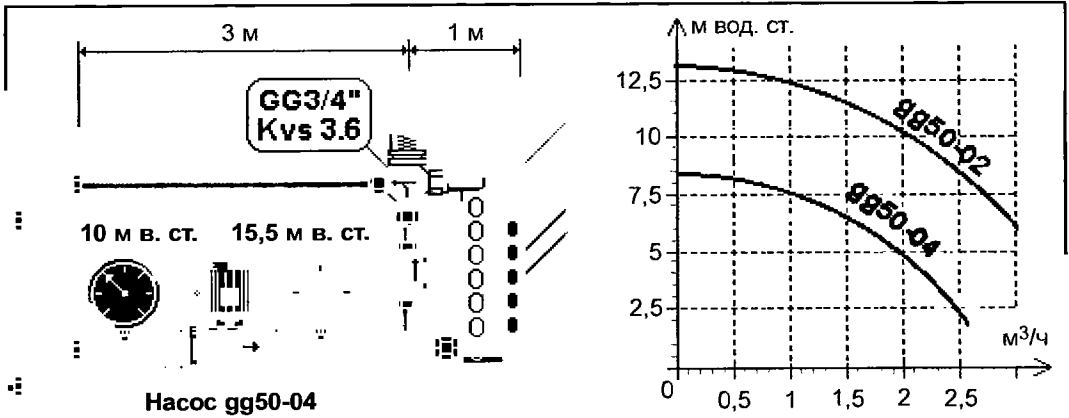


Рис. 98.60.

На корпусе клапана GG с Ду 3/4" вы прочитали, что значение $Kvs = 3,6 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Рассчитайте диапазон регулирования этого клапана. Готовы ли вы выбрать этот клапан для вашей установки?

Решение упражнения 4

Напор насоса $H_{\text{нас.}} = 15,5 - 10 = 5,5 \text{ м вод. ст.}$. Посмотрев на напорную характеристику насоса gg50-04, мы увидим, что этому напору соответствует расход $1,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. рис. 98.61).

ГИ_РАВЛИКА

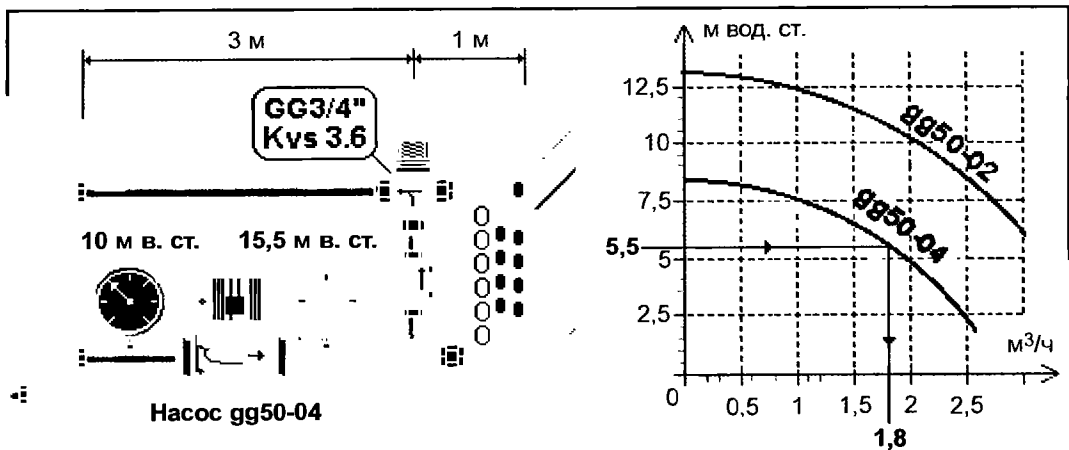


Рис. 98.61.

Коэффициент расхода клапана $Kvs = 3,6$. Это означает, что при расходе $3,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ гидравлическое сопротивление данного клапана равно 10 м вод. ст.

Как показывает напорная характеристика насоса, фактический расход по контуру составляет только 1,8 м³/ч, то есть в 2 раза меньше, чем Kvs. Следовательно, гидравлическое сопротивление клапана будет в 4 раза меньше, чем 10 м вод. ст., то есть **2,5 м вод. ст.** (при необходимости вновь изучите раздел 94).

Мы уже не раз говорили о том, что напор насоса равен сумме гидравлических сопротивлений контура, которые должен преодолеть насос.

В нашем примере $H_{\text{нас.}} = \Delta P_{\text{бат.}} + \Delta P_{\text{V3V}} + \Delta P_{\text{труб}}$ (ввиду малой длины труб этой величиной можно пренебречь) + $\Delta P_{\text{ресив.}}$ (сопротивление смесительного ресивера близко к нулю). Таким образом получим: $5,5 = \Delta P_{\text{бат.}} + 2,5$, откуда $\Delta P_{\text{бат.}} = 5,5 - 2,5 = 3 \text{ м вод. ст.}$

Итак, регулятор с гидравлическим сопротивлением $\Delta P_{\text{V3V}} = 2,5 \text{ м вод. ст.}$ должен менять расход через батарею с номинальным гидравлическим сопротивлением $\Delta P_{\text{бат.}} = 3 \text{ м вод. ст.}$ Следовательно, диапазон регулирования регулятора V3V D = $2,5 / (2,5 + 3) = 0,45$, что представляется не вполне приемлемым, чтобы обеспечить качественное регулирование.

Чтобы иметь *минимально допустимый* диапазон регулирования на уровне 0,5, регулятор V3V должен иметь гидравлическое сопротивление не меньше, чем гидравлическое сопротивление батареи, то есть не менее 3 м вод. ст. Исходя из этого, *максимальное значение* коэффициента Kvs должно быть не более:

$$Kvs \text{ maximum} = \text{Расход (м}^3/\text{ч)} \times \sqrt{10 / \Delta P_{\text{V3V}} \text{ (м вод. ст.)}} = 1,8 \times \sqrt{10 / 3} = 3,29 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Очевидно, что для нашей установки гораздо лучше подошел бы клапан модели GG с Ду 1/2", у которого Kvs = 3 м³/ч (см. табл. 98.4).

Табл. 98.4.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Значение коэффициента расхода Kvs (м³/ч) для разных значений Ду					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
GG	Тарель	1,8	3,0	3,6	6,3	9,5	11,0

Теперь мы предложим вам решить 2 комплексных упражнения, которые позволят применить полученные в этом разделе знания. Будьте внимательны, в этих упражнениях есть несколько "подводных камней".



Автор настоятельно рекомендует вам попытаться самостоятельно найти ответы перед тем, как вы прочтаете решения: лучше получить знания на бумаге, чем на монтажной площадке!

IP. 1

УПРАЖНЕНИЕ 5

На рис. 98.62 клапан V3V предназначен для регулирования холодопроизводительности батареи воздухоохладителя мощностью 8,7 кВт.

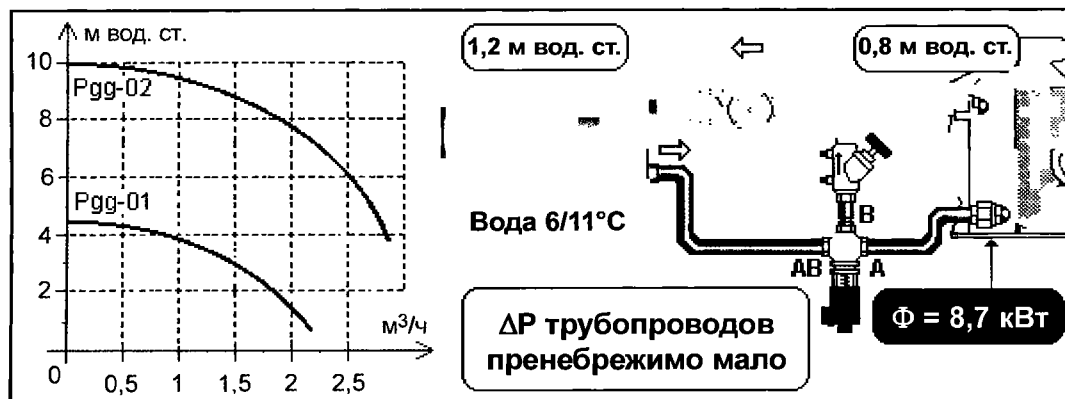


Рис. 98.62.

Гидравлическое сопротивление батареи составляет 0,8 м вод. ст. при номинальном расходе. Ледяная вода 6/11°C подается в испаритель, гидравлическое сопротивление которого равно 1,2 м вод. ст. при номинальном расходе.

- 1) Как вы оцениваете эту схему?
- 2) Какое гидравлическое сопротивление должен иметь уравнительный вентиль?
- 3) Подберите регулирующий клапан V3V, пользуясь данными табл. 98.5 с таким расчетом, чтобы обеспечить диапазон регулирования около 0,5.
- 4) Какой из двух насосов Pgg (см. рис. 98.62) вы установите?

Табл. 98.5.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Коэффициент расхода Kvs (m^3/h) клапанов V3V в зависимости от Ду					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
KF	Тарель	0,7	1,7	3,2	5,3	7,8	—
GG	Тарель	1,8	3,0	3,6	6,3	9,5	11,0
KB	Диск	1,8	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4
KC	Диск	1,2	1,9	3,6	6,5	—	—

Решение смотри на странице 752...

98.14. УПРАЖНЕНИЕ 6.

Клапан V3V на смесительном ресивере

Тепловой насос производительностью 16 кВт подогревает воду с 43°C до 50°C (принципиальная схема представлена на рис. 98.63).

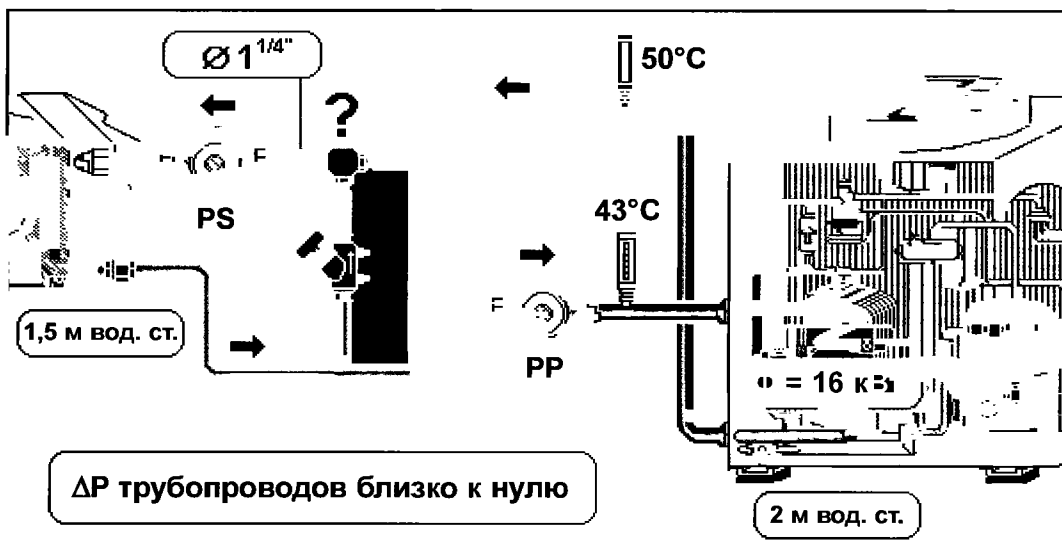


Рис. 98.63.

- 1) Определите расход насоса первичного контура PP, проходящий через конденсатор.
- 2) Определите расход насоса вторичного контура PS, проходящий через батарею воздушонагревателя.
- 3) Какое гидравлическое сопротивление должен иметь уравнительный вентиль?
- 4) Клапан V3V управляется безинерционным цифровым датчиком с высокой точностью, поскольку клиент хочет иметь повышенную точность поддержания температуры воздуха в отапливаемом помещении. Подберите модель и размер (Ду) клапана V3V, пользуясь данными табл. 98.6 с таким расчетом, чтобы обеспечить диапазон регулирования, близкий к 0,66.

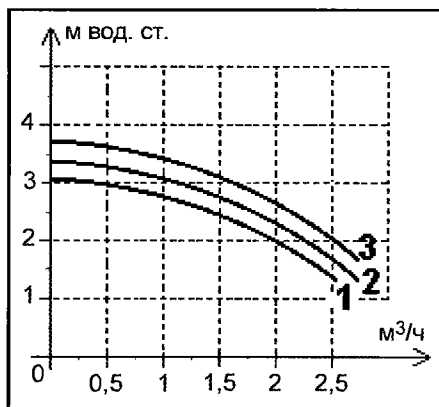


Рис. 98.64.

Табл. 98.6.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Коэффициент расхода Kvs (m^3/h) клапанов V3V в зависимости от Ду					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
КJ	Тарель	0,9	1,9	3,1	5,8	7,7	9,4
КВ	Диск	1,7	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4

- 5) Насосы первичного (PP) и вторичного (PS) контуров абсолютно одинаковы и представляют собой модели с тремя скоростями (напорные характеристики насосов для трех значе- ний скорости представлены на рис. 98.64). В соответствии с напорными характеристиками подберите значения скоростей для насосов первичного (PP) и вторичного (PS) контуров.

Решение смотри на странице 754...

Решение упражнения 5

1) Как вы оцениваете эту схему (рис. 98.65)? Мы уже говорили выше (см. раздел 98.5), что магистраль перепуска клапана с тарельчатым запорным элементом никогда не должна подключаться к выходу из клапана. Сравнивая схему на рис. 98.65 со схемами на рис. 98.34, можно заметить, что в данном случае мы имеем схему с разгрузкой.

В такой схеме клапан с тарельчатым запорным элементом не сможет долго работать нормально. Следовательно, в данной схеме необходимо использовать клапан с дисковым запорным элементом.

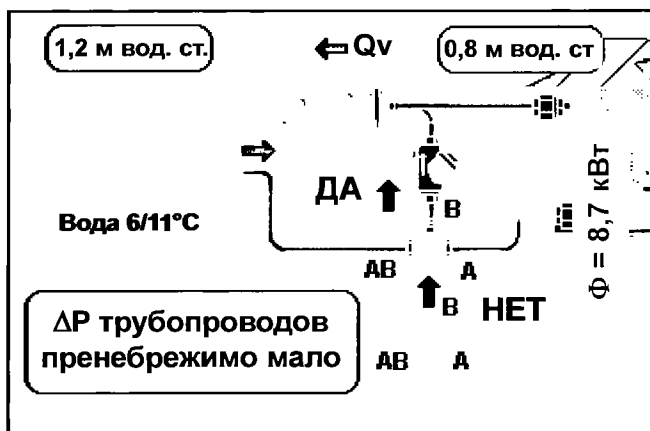


Рис. 98.65.

2) Какое гидравлическое сопротивление должен иметь уравнильный вентиль? Клапан V3V должен менять расход через батарею воздухоохладителя. Следовательно, уравнильный вентиль должен иметь такое же гидравлическое сопротивление, как и батарея воздухоохладителя (то есть 0,8 м вод. ст.), чтобы насос мог сохранять постоянный расход, когда патрубок А клапана V3V будет перекрыт.

3) Подбор клапана V3V выполняется с таким расчетом, чтобы диапазон регулирования был около 0,5. Холодопроизводительность батареи равна 8,7 кВт при перепаде температур по воде 6/11°C. Мы уже неоднократно говорили, что потребный расход воды через батарею воздухоохладителя определяется как $Q_v = \Phi / (\Delta t_{\text{воды}} \times 1,16) = 8,7 / (5 \times 1,16) = 1,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Чтобы обеспечить диапазон регулирования не менее 0,5, клапан V3V должен иметь гидравлическое сопротивление, равное гидравлическому сопротивлению того элемента контура, в котором нужно менять расход (то есть 0,8 м вод. ст., как у батареи воздухоохладителя). Исходя из этого можно рассчитать максимальное значение коэффициента расхода клапана K_{vs} :

$$K_{vs \text{ maximum}} = \text{Расход (м}^3/\text{ч)} \times \sqrt{10 / \Delta P \text{ (м вод. ст.)}} = 1,5 \times \sqrt{10 / 0,8} = 5,3 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Ввиду того, что схема с разгрузкой требует обязательного использования клапана с дисковым запорным элементом, в данном случае не может быть и речи о том, чтобы выбрать клапан типа KF с Ду 1", хотя его значение коэффициента расхода нас полностью устраивает (см. табл. 98.7). Вместе с тем, клапан с дисковым запорным элементом KB с Ду 3/4" с коэффициентом расхода $K_{vs} = 5,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. табл. 98.7) нам вполне подойдет.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Коэффициент расхода Kvs ($m^3/ч$) клапанов $V3V$ в зависимости от $Dу$					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
KF	Тарель	0,7	1,7	3,2	5,3 НЕТ	7,8	–
GG	Тарель	1,8	3,0	3,6	6,3	9,5	11,0
KB	Диск	1,8	2,4	5,1 ДА	10,3	12,1	17,4
КС	Диск	1,2	1,9	3,6	6,5	–	–

Для любителей точности рассчитаем, какое гидравлическое сопротивление будет иметь этот клапан при расходе $1,5 m^3/ч$.



Чтобы не усложнять вам жизнь математическими выкладками, будем считать, что действительное гидравлическое сопротивление клапана (в м водяного столба) $\Delta P_{V3V} = 10 \times (Q_v / Kvs)^2$.

Тогда для выбранного нами клапана модели **KB** с $Dу$ 3/4" при расходе $1,5 m^3/ч$ можно найти $\Delta P_{V3V} = 10 \times (1,5 / 5,1)^2 = 0,86$ м вод. ст. Следовательно, диапазон регулирования клапана **KB** с $Dу$ 3/4" $D = \Delta P_{V3V} / (\Delta P_{V3V} + \Delta P_{бат.}) = 0,86 / (0,86 + 0,8) = 0,52$. Заметим, что из логических соображений можно было бы понять: полученное значение диапазона регулирования выбранного клапана оказалось чуть выше 0,5, поскольку его коэффициент расхода Kvs немного ниже максимально допустимого значения Kvs maximum.

4) Какой из двух насосов Pgg вы установите?

Насос должен обеспечить расход $1,5 m^3/ч$ при напоре $H_{нас.} = \Delta P_{исп.} + \Delta P_{V3V} + \Delta P_{бат.} = 1,2 + 0,86 + 0,8 = 2,86$ м вод. ст. (то есть около $2,9$ м вод. ст.).

Чтобы избавить вас от лишних проблем, автор устроил так, что искомая рабочая точка попадает как раз на напорную характеристику насоса **Pgg-01** (см. рис. 98.66), который, следовательно, нам вполне подойдет. Заметим, что в действительности нам пришлось бы затратить массу времени на построение кривой гидравлического сопротивления сети, как мы уже это делали в упражнении 2 раздела 94.2.

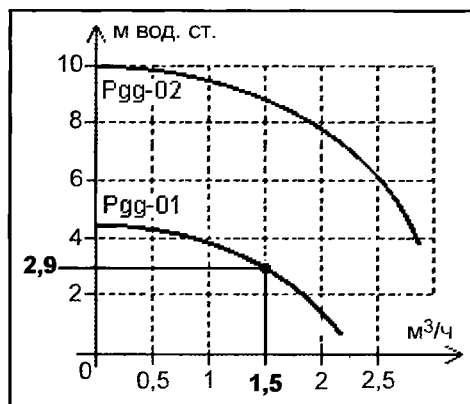


Рис. 98.66.

Решение упражнения 6

1) Определите расход насоса первичного контура PP, проходящий через конденсатор. Тепловая мощность конденсатора равна 16 кВт при перепаде температур по воде 50/43°C. Расход воды через конденсатор $Q_v = \Phi / (\Delta t_{\text{воды}} \times 1,16) = 16 / (7 \times 1,16) = 1,97 \text{ м}^3/\text{ч}$ (то есть около 2 м³/ч).

2) Определите расход насоса вторичного контура PS, проходящий через батарею воздушонагревателя. В разделе 88.2 мы увидели, что расход в первичном контуре должен быть на 5...10% выше расхода во вторичном контуре. Для того, чтобы оценить расход насоса вторичного контура PS, допустим, что расход во вторичном контуре составляет 90% расхода первичного контура (конечно, это произвольное допущение, но оно позволяет примерно оценить порядок величины расхода вторичного контура). Следовательно, можно считать расход во вторичном контуре равным $2 \times 0,9 = 1,8 \text{ м}^3/\text{ч}$.

3) Какое гидравлическое сопротивление должен иметь уравнивательный вентиль? Как мы уже объясняли в упражнении 4 раздела 98.7, на данной схеме (рис. 98.67) клапан V3V предназначен для изменения расхода только в двух коротких отрезках трубопроводов (поз. 1). В нашем примере гидравлическое сопротивление трубопроводов близко к нулю, следовательно, уравнивательный вентиль здесь бесполезен. Поэтому в схеме на рис. 98.67 он отсутствует.

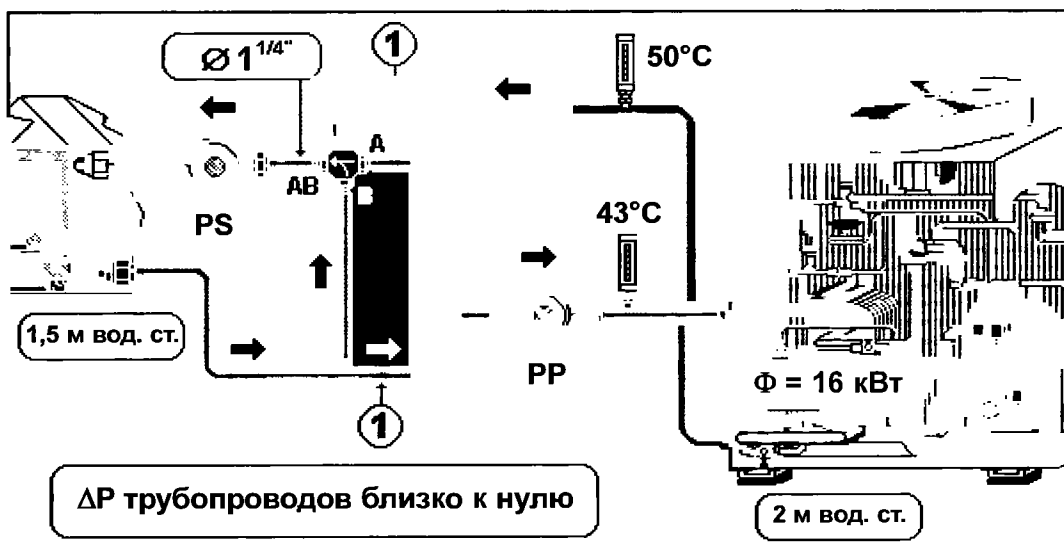


Рис. 98.67.

4) Подберите модель и размер (Ду) клапана V3V, чтобы обеспечить диапазон регулирования, близкий к 0,66. В данной установке (рис. 98.67) использована схема 2 (рис. 98.34), то есть схема со смешением, которая обеспечивает постоянный расход и переменную температуру на входе в батарею. В разделе 98.8 мы уже отмечали, что такая схема не рекомендуется для использования в воздухоохладителях. Однако мы имеем дело с воздушонагревателем, поэтому здесь это ограничение не действует.

Для такой схемы подойдет как регулятор с тарельчатым запорным элементом, так и с дисковым (в разделе 98.5 мы говорили, что для клапанов с дисковым запорным элементом в общем случае не предъявляется требований к направлению потока воды). Но мы также говорили и о том, что клапаны с дисковым запорным элементом имеют более посредственные характеристики в смысле качества регулирования. Имея в виду, что регулятор V3V управляется высококачественным цифровым датчиком, и что клиент требует обеспечения высокой точности

поддержания температуры в обогреваемом помещении, мы выберем клапан с тарельчатым запорным элементом, характеристики которого в смысле качества регулирования намного лучше характеристик клапана с дисковым запорным элементом.

В разделе 98.12 мы убедились в том, что для получения диапазона регулирования на уровне 0,66 необходимо, чтобы гидравлическое сопротивление клапана ΔP_{V3V} было в 2 раза выше гидравлического сопротивления того элемента контура, в котором предстоит менять расход. Кроме того, не будем забывать, что как и в предыдущем упражнении, регулятор V3V будет менять расход в двух небольших отрезках трубопроводов, сопротивлением которых можно пренебречь.

Поэтому нам подойдут почти все клапаны модели KJ, которые способны обеспечить превосходное значение диапазона регулирования. При окончательном выборе Ду клапана мы ищем компромиссное решение:

- ▶ С одной стороны, чем больше Ду клапана, тем он дороже.
- ▶ С другой стороны, чем меньше Ду клапана, тем больше его гидравлическое сопротивление ΔP_{V3V} , следовательно, тем мощнее должен быть насос и тем больше энергии он будет потреблять.

Табл. 98.8.

Модель клапана	Тип запорного элемента	Коэффициент расхода Kvs ($m^3/ч$) клапанов V3V в зависимости от Ду					
		3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"
КJ	Тарель	0,9	1,9	3,1	5,8	7,7	9,4
КВ	Диск	1,7	2,4	5,1	10,3	12,1	17,4

Очень часто Ду клапана выбирают на один номинал меньше диаметра трубопровода. Следовательно, в нашем примере для трубопровода 1 1/4" рекомендуется выбрать Ду клапана равным 1", то есть модель KJ с Ду 1".

5) На какое число оборотов вы настроите насос PP первичного контура и насос PS вторичного контура?

Насос PP должен обеспечивать расход 2 м³/ч при напоре 2 м вод. ст., следовательно, он должен работать при числе оборотов, соответствующем напорной характеристике 1 (см. рис. 98.68).

Насос PS должен обеспечивать расход 1,8 м³/ч и преодолевать гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{бат.}$ (1,5 м вод. ст.) + гидравлическое сопротивление ΔP_{V3V} клапана модели KJ с Ду 1" при расходе 1,8 м³/ч с коэффициентом расхода $Kvs = 5,8$ м³/ч (см. табл. 98.8).

$\Delta P_{V3V} = 10 \times (Qv / Kvs)^2 = 10 \times (1,8 / 5,8)^2 = \text{около } 1 \text{ м вод. ст.}$ Следовательно напор насоса PS должен быть равен $H_{нас.} = \Delta P_{бат.} + \Delta P_{V3V} = 1,5 + 1 = 2,5 \text{ м вод. ст.}$

В этом случае, согласно рис. 98.68, насос PS должен работать при числе оборотов, соответствующем напорной характеристике 2.

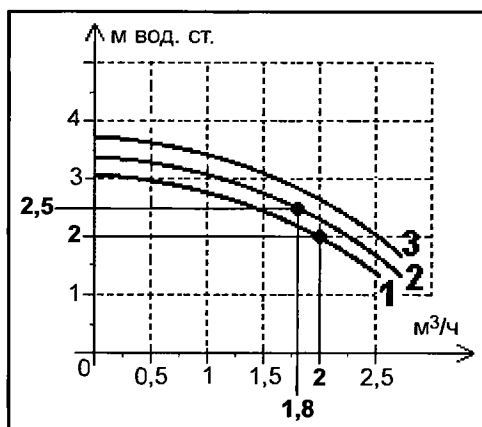


Рис. 98.68.

98.15. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА ТРЕХХОДОВЫХ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

После того, как мы рассмотрели наиболее часто встречающиеся 4 варианта монтажа, изучим еще несколько вариантов (*в случае необходимости еще раз просмотрите разделы 98.6-98.8*). Это даст вам возможность поразмышлять над неординарными вариантами монтажа гидравлического контура и эффективно решать возможные проблемы при их возникновении на монтажной площадке.

А) Проблема максимально допустимой разности давлений

Прежде всего давайте усвоим, что для перекрытия патрубка **В** клапана необходимо подать напряжение на сервопривод (сервопривод может быть электромеханическим, электромагнитным, пневматическим и т.д.), чтобы привести в движение шток клапана и опустить его тарель на седло **В** (см. рис. 98.69).

Напомним также, что проблему максимально допустимой разности давлений мы уже упоминали в разделе 46 (для электроклапанов) и в разделе 52 (для четырехходовых клапанов обращения цикла). Такая же неприятность может случиться и с трехходовым клапаном: *при подаче напряжения на сервопривод клапан не движется*.



Внимание! При выборе модели клапана убедитесь, что максимально допустимая разность давлений клапана ΔP_{\max} указанная производителем, больше суммы потерь давления на клапане ΔP_{V3V} и потерь давления в контуре $\Delta P_{\text{конт.}}$, расход в котором регулируется с помощью этого клапана.

В разделе 98.11 мы уже обсуждали два варианта схемы, представленной на рис. 98.70.

Представим себе, что в схеме на рис. 98.70 (поз. 1.) установлен клапан, для которого максимально допустимый перепад давлений, указанный в каталоге производителя, составляет $\Delta P_{\max} = 10$ м вод. ст.

Анализируя данную схему, мы видим, что клапан находится под действием разности давлений, которая равна сумме гидравлических потерь на клапане ΔP_{V3V} и гидравлических потерь в батарее $\Delta P_{\text{бат.}}$, где меняется расход. Тогда имеем: $\Delta P_{\text{кл.}} = \Delta P_{\text{V3V}} + \Delta P_{\text{бат.}} = 5 + 0,5 = 5,5$ м вод. ст. Таким образом, условие $\Delta P_{\max} > \Delta P_{\text{кл.}}$ выполняется и никаких проблем при работе этого клапана не возникнет.

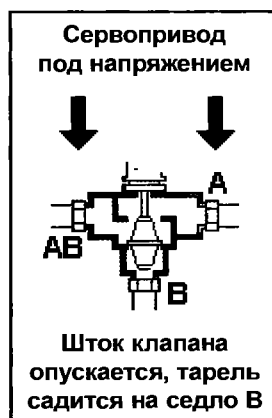


Рис. 98.69.

ГИДРАВЛИКА

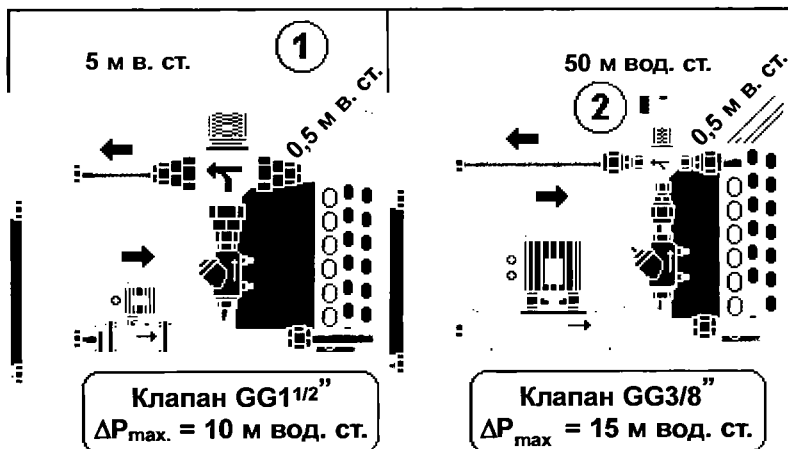


Рис. 98.70.

И наоборот, в схеме на рис. 98.70 (поз. 2) клапан V3V находится под действием разности давлений $50 + 0,5 = 50,5$ м вод. ст., тогда как максимально допустимая для него разность давлений, указанная производителем, $\Delta P_{\max} = 15$ м вод. ст.: в данной схеме сервопривод наверняка будет не способен управлять штоком клапана и эта схема работать не сможет.

Мы только что убедились, что для того, чтобы шток клапана опустился, а тарель села на седло патрубка В и перекрыла его, необходимо подвести питание к сервоприводу, каким бы ни была его конструкция (электропитание, давление газа, давление жидкости и т.д., см. верхнюю часть рис. 98.71).

Но что произойдет, если снять питание с сервопривода?

- ▶ Если клапан управляется, например, небольшим реверсивным электродвигателем, приводящим в движение редуктор с зубчатой передачей, сервопривод остается в том положении, в котором его застал момент снятия напряжения (поз. 1 в нижней части рис. 98.71).

- ▶ Некоторые сервоприводы (особенно пневматические или магнитные) при подаче напряжения начинают перемещать шток, одновременно сжимая мощную пружину, установленную в конструкции привода, по мере того, как шток клапана опускается.

В таких сервоприводах при снятии питания пружина распрямляется, возвращая энергию, накопленную при сжатии, и поднимает шток клапана вверх: при этом тарель клапана V3V всегда садится на седло А, перекрывая соответствующий патрубок при отсутствии питания (поз. 2 в нижней части рис. 98.71).



Рис. 98.71.

98.16. УПРАЖНЕНИЕ 1. Особенности монтажа нормально открытых (NO) клапанов V3V

Внимательно посмотрите на две схемы монтажа клапана V3V, представленные на рис. 98.72.

Для каждой из этих схем постарайтесь ответить на следующие вопросы:

- 1) В какой из схем меняется расход или температура воды в батарее?
- 2) Какова будет производительность батареи при закрытом патрубке А клапана V3V?
- 3) Правильно ли установлен уравнильный вентиль?

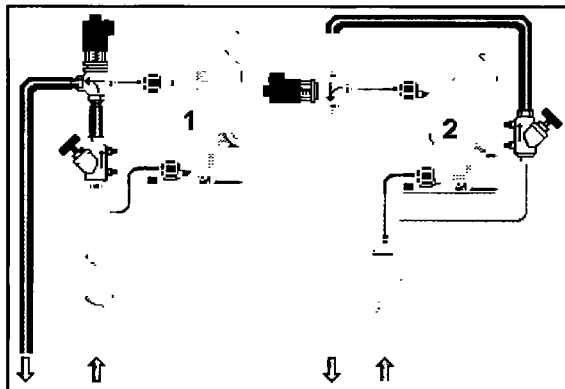


Рис. 98.72.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

Схема №1 (рис. 98.73). Когда патрубок А клапана V3V закрыт (поз. 1а), ледяная вода не может проходить через батарею воздухоохладителя и холодопроизводительность батареи в этом случае равна нулю. Весь расход ледяной воды направляется по магистрали перепуска к патрубку В и далее через патрубок АВ возвращается в испаритель с той же температурой, с которой и вышел из испарителя.

Когда открыт патрубок В клапана V3V (поз. 1б), весь расход ледяной воды проходит через батарею воздухоохладителя и в этом случае батарея имеет максимальную холодопроизводительность. При этом вода в батарее подогревается (ее температура повышается примерно на 5 К) и возвращается в испаритель уже подогретая.

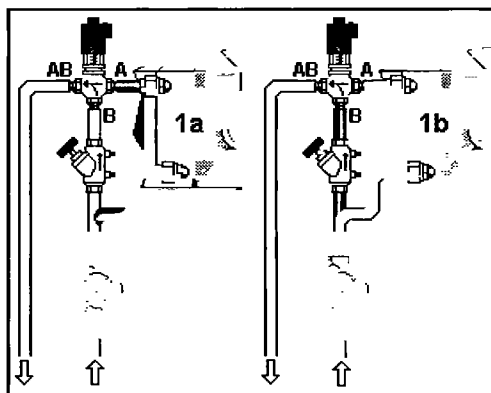


Рис. 98.73.

Уравнительный вентиль установлен совершенно правильно и должен быть настроен таким образом, чтобы его гидравлическое сопротивление было в точности равно гидравлическому сопротивлению батареи. Таким образом, перед нами классическая **схема с обратимым теплосъемом** (см. схему 1 на рис. 98.34), в которой расход через батарею переменный, а температура воды на входе в батарею постоянна.

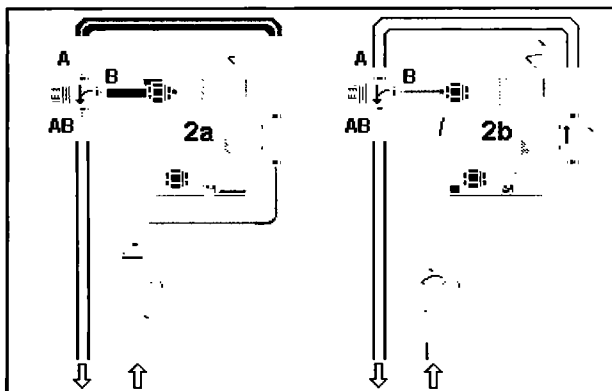


Рис. 98.74.

Схема №2 (рис. 98.74). В отличие от предыдущей схемы, при закрытом патрубке А клапана V3V (поз. 2а) весь расход ледяной воды проходит через батарею воздухоохладителя и холодопроизводительность батареи в этом случае максимальна. Вода перед возвращением в испаритель подогревается в батарее и проходит от патрубка В к патрубку АВ клапана V3V.

Когда закрыт патрубок В клапана V3V (поз. 2б), ледяная вода больше не может проходить через батарею и весь расход проходит через уравнительный вентиль (установленный вполне

корректно), потом через клапан V3V от патрубка А к патрубку АВ, после чего возвращается в испаритель с той же температурой, с которой из него и вышел.

Таким образом, мы получаем точно такой же режим работы, что и в схеме №1, а именно, постоянную температуру воды на входе в батарею воздухоохладителя и переменный расход. Тем не менее, чтобы различать две схемы, схему №2, как правило, называют **нормально открытой (НО)** схемой с обратимым теплосъемом. Такое название дано потому, что в схеме №2 с сервопривода клапана V3V снято питание (то есть патрубок А клапана V3V закрыт), однако при этом весь расход ледяной воды проходит через батарею воздухоохладителя и холодопроизводительность батареи максимальна (см. табл. 98.9).

Табл. 98.9.

Положение клапана V3V	Схема 1	Схема 2
Закрыт патрубок А	Холодопроизводительность нулевая	Холодопроизводительность максимальна
Закрыт патрубок В	Холодопроизводительность максимальна	Холодопроизводительность нулевая

УПРАЖНЕНИЕ 2

Расход воды через конденсатор водяного охлаждения (поз. 1 на рис. 98.75) регулируется с помощью клапана V3V, установленного по схеме смешения (см. схему 2 на рис. 98.34) и обеспечивающего постоянный расход воды через конденсатор и переменную температуру.

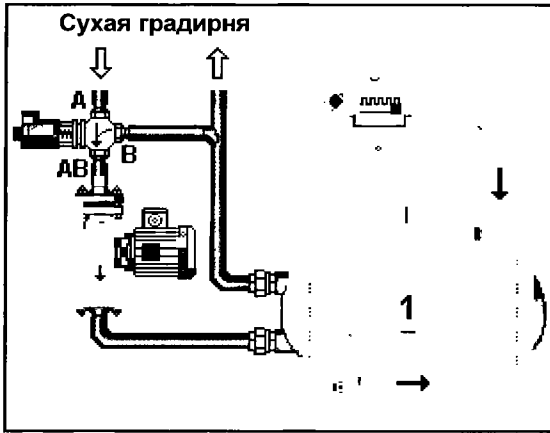


Рис. 98.75.

Когда патрубок В клапана V3V (с электромагнитным сервоприводом) закрыт, все тепло, которое выделяется в конденсаторе, передается воде, и затем сбрасывается в окружающую среду с помощью сухой градирни (см. раздел 70).

Если возникают проблемы с подачей питания на сервопривод клапана V3V, патрубок А клапана автоматически закрывается и тепло, выделяемое в конденсаторе, не может быть передано в сухую градирню. В результате компрессор очень быстро отключается по сигналу предохранительного реле высокого давления (ВД).

Для устранения этой проблемы разработайте вариант гидравлического контура с нормально открытым клапаном V3V, установленным по схеме смешения, который позволял бы конденсатору сбрасывать тепло конденсации в градирню при закрытом патрубке А клапана V3V.



Внимание! Соблюдайте требования к направлениям движения воды через разные патрубки клапана V3V с тарельчатым запорным элементом.

Решение упражнения 2

На рис. 98.76 вы найдете решение упражнения 2, где нормально открытый (NO) клапан V3V установлен по схеме смешения (см. схему 2 на рис. 98.34).

Питание с клапана V3V с электромагнитным сервоприводом снято, патрубок А клапана закрыт.

Охлажденная вода, которая поступает из градирни, через патрубки В и АВ проходит через клапан V3V на вход в насос, и затем нагнетается в конденсатор.

Подогретая в конденсаторе вода вновь возвращается в градирню.

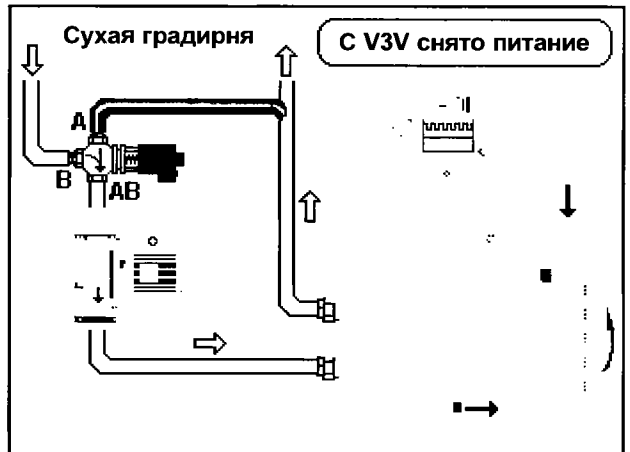


Рис. 98.76.

УПРАЖНЕНИЕ 3

На схеме (рис. 98.75) не показан уравнивающий вентиль. Где бы вы его установили?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

Расход воды через конденсатор постоянный. Напомним, что такой режим особенно предпочтителен для открытых градирен. Этот режим позволяет сохранить постоянную скорость воды в конденсаторе и, следовательно, ограничить отложение загрязнений, которые неизбежно появились бы, если бы расход (а значит, и скорость) воды был бы переменным.

Когда патрубок В клапана V3V закрыт, расход воды и потери давления в той части контура, которая относится к градирне, отсутствуют. Следовательно, уравнительный вентиль, устанавливаемый на магистрали перепуска (см. рис. 98.77) должен быть настроен таким образом, чтобы потери давления на нем были точно такими же, как потери давления в градирне и трубопроводах от магистрали перепуска до градирни.

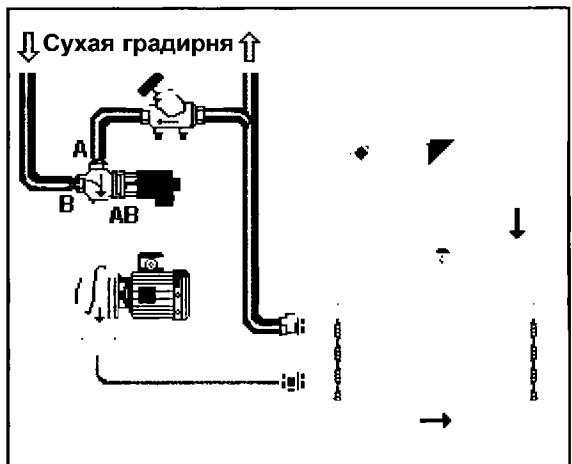


Рис. 98.77.

УПРАЖНЕНИЕ 4

Установка, изображенная на рис. 98.78 (специально в очень упрощенном виде), используется для кондиционирования воздуха в помещениях, где тепловые нагрузки круглый год очень велики. То есть тепловыделение настолько большое, что не позволяет использовать охлаждение воздуха в помещениях за счет наружного воздуха даже при низких температурах последнего.

Холодильная установка содержит воздухоохладитель на основе испарителя с непосредственным кипением и прямым расширением. Тепло конденсации сбрасывается в сухую градирню (см. раздел 70) с помощью контура, заполненного водным раствором гликоля.

Внимательно изучите эту установку и попробуйте понять, как она работает при закрытом патрубке В клапана V3V, то есть когда температура наружного воздуха очень высока (например, 30°C).

Решение на следующей странице...

ГИДРАВЛИКА

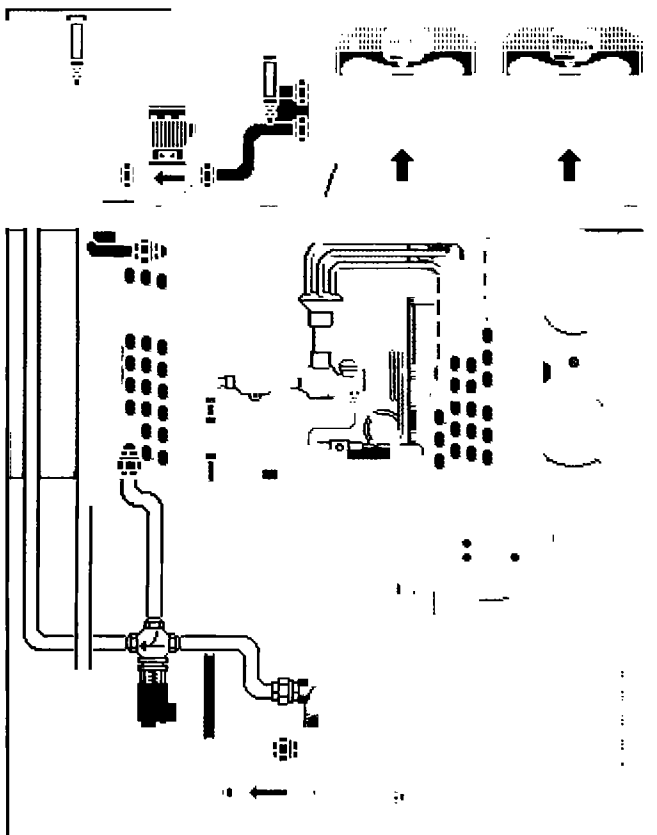


Рис. 98.78.

Решение упражнения 4

Тепловые нагрузки круглый год очень велики, и они тем более возрастают, когда растет температура наружного воздуха.

Поэтому при наружной температуре 30°C компрессор работает и патрубков В клапана V3V закрыт (см. рис. 98.79).

Батарея охлаждения гликолевого раствора (поз. 1) перекрыта и раствор циркулирует только в конденсаторе, затем проходит через клапан V3V (проходя от патрубка А к патрубку АВ) и поступает в сухую градирню.

Воздух, поступающий на вход градирни, имеет температуру 30°C, значит гликолевый раствор, выходящий из градирни, будет иметь температуру около 40°C.

С этой температурой гликолевый раствор поступает в нижнюю часть конденсатора (чтобы повысить переохлаждение хладагента в конденсаторе).

Температуру конденсации можно принять равной примерно 55°C.

Считая, что перепад температур по воде $\Delta t_{\text{воды}}$ на конденсаторе составляет около 6 К, можно предположить, что на входе в градирню водный раствор гликоля имеет температуру около 46°C.

Установка работает в соответствии с классическим холодильным циклом. Компрессор, насос и вентиляторы градирни функционируют как обычно.

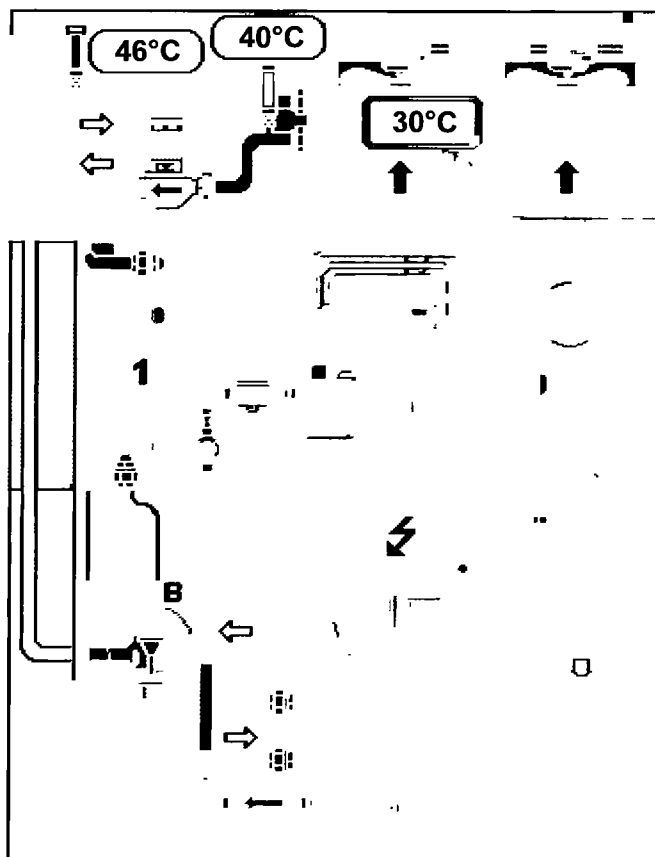


Рис. 98.79.

98.17. УПРАЖНЕНИЕ 5.

Охлаждение наружным воздухом

Рассмотрим эту же установку, но работающую при низкой температуре наружного воздуха. Напомним, что тепловыделение в охлаждаемых помещениях настолько велико, что не позволяет обеспечить их охлаждение даже при низких температурах наружного воздуха.

Попробуйте понять, как будет работать эта установка, когда температура наружного воздуха упадет (например, до 2°C).


Чтобы помочь вам, подскажем, что в этом случае будет закрыт патрубок А клапана V3V.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 5

Тепловыделение в охлаждаемых помещениях очень высокое, поэтому воздух в них необходимо охлаждать несмотря на то, что температура наружного воздуха всего 2°C .

При такой температуре патрубков А клапана V3V закрыт и водный раствор гликоля циркулирует только в багарее воздухоохладителя (поз. 1 на рис. 98.80), клапане V3V (проходя от патрубка В к патрубку АВ) и сухой градирне.

 **Циркуляция гликолевого раствора в конденсаторе отсутствует, следовательно, компрессор остановлен.**

Наружный воздух поступает на вход в сухую градирню с температурой 2°C , гликолевый раствор выходит из градирни с температурой около 12°C . Этот раствор, охлажденный наружным воздухом, проходит через багарею воздухоохладителя (поз. 1), где нагревается до температуры примерно 18°C перед тем, как вновь поступить в сухую градирню.

Следовательно, воздух, который циркулирует в системе кондиционирования, охлаждается, *хотя компрессор не работает*. В этом режиме потребление электроэнергии будет минимальным, поскольку для производства холода работают только вентиляторы градирни и насос.

Такой режим, позволяющий охладить помещение “бесплатно”, в англоязычной литературе часто называют режимом “free-cooling” (естественного охлаждения).

Заметим, что в данной схеме расход через конденсатор переменный. Однако ранее (см. рис. 98.77) мы говорили, что в конденсаторе желательно иметь постоянный расход, поскольку это ограничивает

отложение загрязнений в трубках конденсатора. В данном случае подобной проблемы нет, так как в контуре сухой градирни гликолевый раствор не контактирует с атмосферным воздухом, следовательно, остается “чистым” и опасность загрязнения конденсатора очень мала.

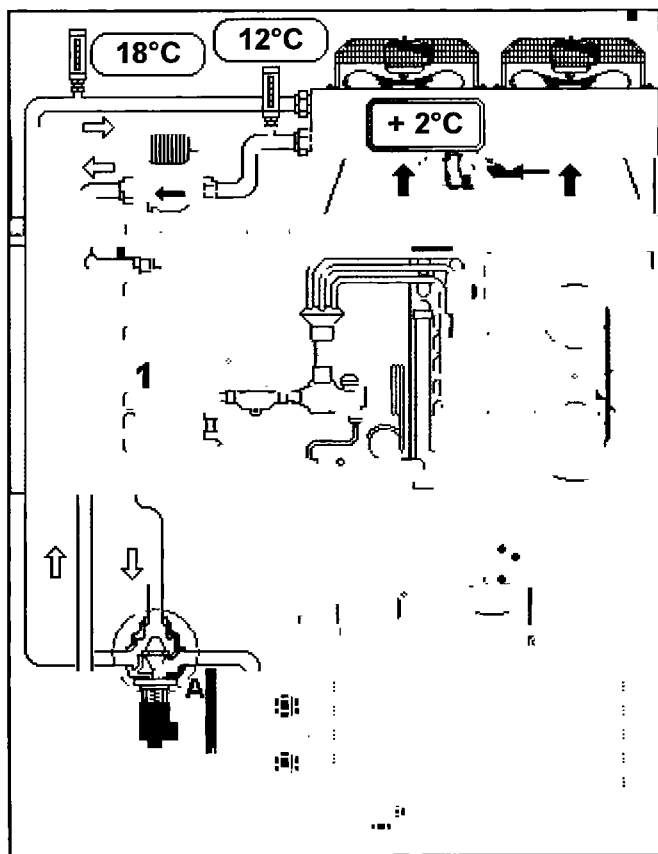


Рис. 98.80.

УПРАЖНЕНИЕ 6

На рис. 98.80 не показан уравнительный вентиль. Нужен ли он здесь? И если да, то где бы вы его установили?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 6

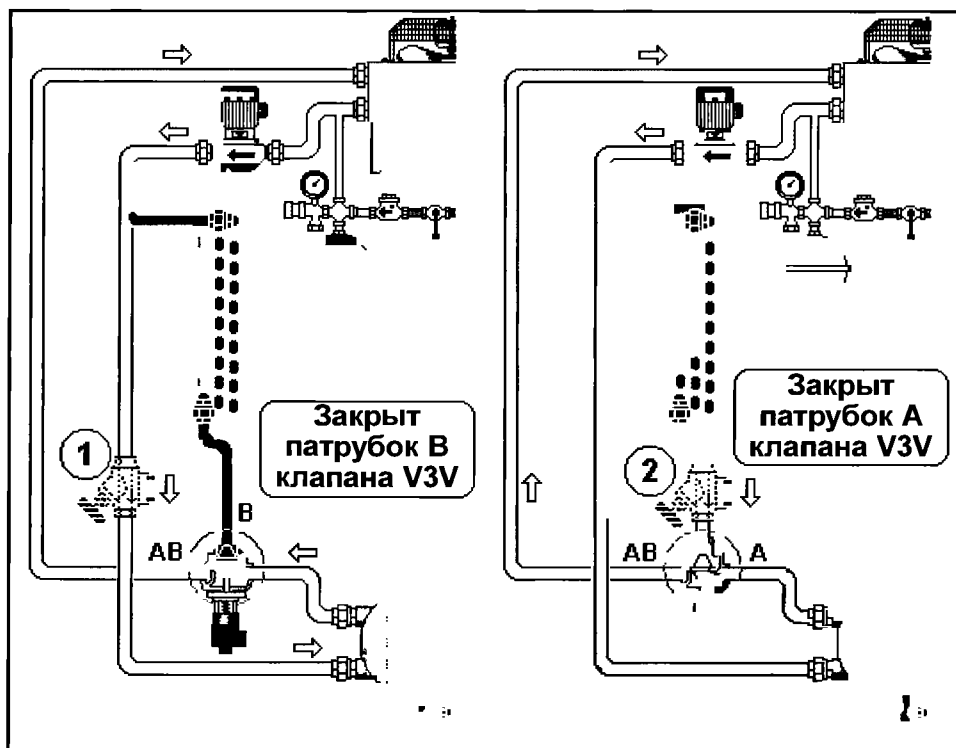


Рис. 98.81.

Рассматривая два варианта (см. рис. 98.81), заметим, что расход может меняться либо в батарее воздухоохладителя (закрыт патрубок В клапана V3V), либо в конденсаторе (закрыт патрубок А клапана V3V).

В результате получаем 3 возможных случая:

- ▶ Гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{\text{бат.}}$ равно гидравлическому сопротивлению конденсатора $\Delta P_{\text{конд.}}$ (что маловероятно).

В этом случае никакой уравнильный ventиль не нужен и напор насоса должен оставаться одним и тем же для обоих вариантов, то есть когда закрыт патрубок А или когда закрыт патрубок В.

- ▶ Гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{\text{бат.}}$ больше гидравлического сопротивления конденсатора $\Delta P_{\text{конд.}}$.

В этом случае уравнильный ventиль устанавливают на магистрали подачи гликолевого раствора на входе в конденсатор (поз. 1). Настройка уравнильного ventиля должна быть такой, чтобы его гидравлическое сопротивление $\Delta P_{\text{уравн.}} = \Delta P_{\text{бат.}} - \Delta P_{\text{конд.}}$. В результате напор насоса останется одинаковым как для случая, когда закрыт патрубок А, так и для случая, когда закрыт патрубок В клапана V3V.

- ▶ Гидравлическое сопротивление батареи $\Delta P_{\text{бат.}}$ меньше гидравлического сопротивления конденсатора $\Delta P_{\text{конд.}}$.

В этом случае уравнильный ventиль устанавливают на магистрали между батареей и патрубком В клапана V3V (поз. 2). Настройка уравнильного ventиля должна быть равна $\Delta P_{\text{уравн.}} = \Delta P_{\text{конд.}} - \Delta P_{\text{бат.}}$, чтобы сохранить напор насоса независимо от того, в каком положении находится запорный элемент клапана V3V.

УПРАЖНЕНИЕ 7

Сможете ли вы изменить схему (рис. 98.81) таким образом, чтобы обеспечить постоянный расход через конденсатор?

Решение упражнения 7

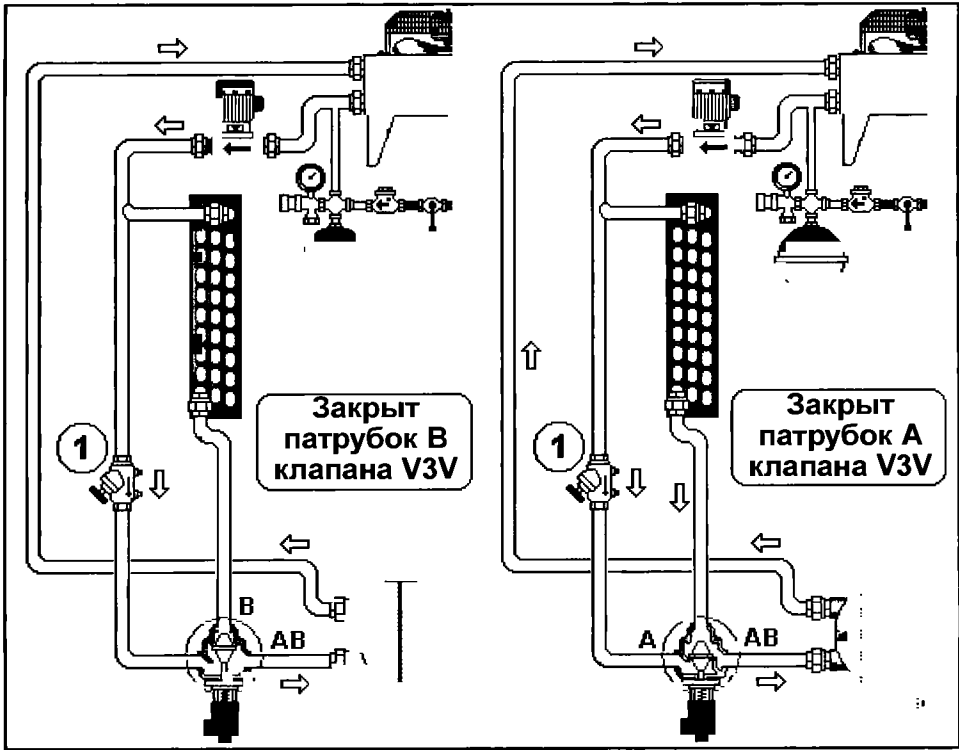


Рис. 98.82.

В предыдущей схеме регулятор V3V установлен на выходе из конденсатора и расход через конденсатор переменный.

Чтобы обеспечить постоянный расход через конденсатор, регулятор V3V нужно установить на входе в него (см. рис. 98.82).

Заметим, что в схеме на рис. 98.81 патрубок АВ регулятора V3V был соединен с входом в сухую градирню, тогда как в схеме на рис. 98.82 он соединен с входом в конденсатор.

Рассматривая 2 варианта работы схемы (рис. 98.82), подчеркнем, что расход и через конденсатор и через сухую градирню постоянный. Переменный расход будет только через батарею воздухоохлаждителя.

Следовательно, уравнивательный вентиль (поз. 1) в данной схеме должен обязательно присутствовать, чтобы компенсировать изменение гидравлического сопротивления контура (а точнее, исключение из контура батареи), когда закрыт патрубок В регулятора V3V.

Б) Специальные исполнения регулирующих трехходовых клапанов V3V

Мы уже убедились, что клапаны V3V с тарельчатым запорным элементом, которые главным образом встречаются в батареях воздухоохладителей центральных систем кондиционирования, должны обязательно устанавливаться либо по схеме с обратимым теплосъемом (см. схему 1 на рис. 98.34), либо по схеме смешения (см. схему 2 на рис. 98.34). Иначе говоря, вода из магистрали перепуска должна входить в патрубок В клапана V3V (см. рис. 98.83).

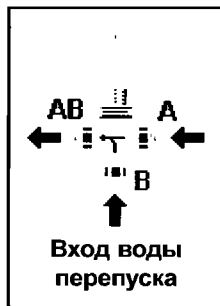


Рис. 98.83.

Однако можно встретить модели миниатюрных клапанов V3V в специальном исполнении, которые устанавливают, например, на батареях центрального отопления.

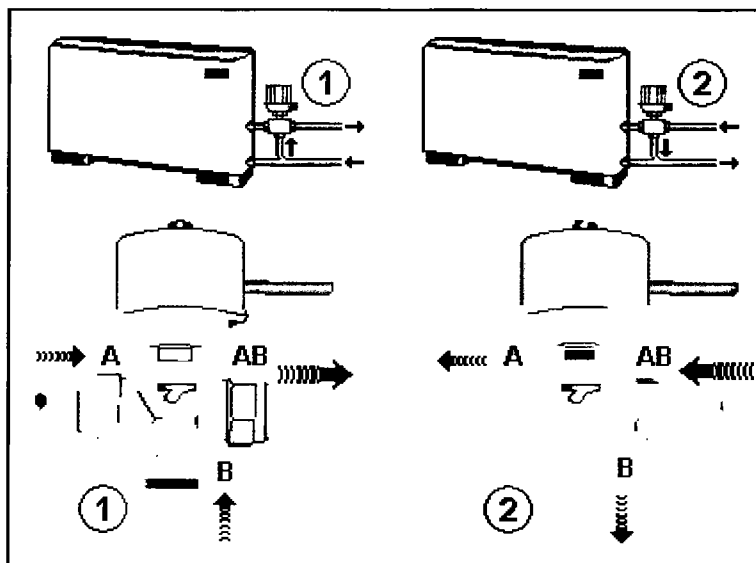


Рис. 98.84.

Внутреннее устройство этих клапанов и баланс сил в них специально рассчитываются разработчиком таким образом, чтобы они оставались работоспособными независимо от того, к какому патрубку подходит магистраль перепуска: к входу в клапан или выходу из него (см. поз. 1 и 2 на рис. 98.84).

Кроме того, эти миниатюрные трехходовые клапаны одного и того же исполнения могут выполнять как функции смесительных клапанов (вход

перепускной магистрали подключен к патрубку В, поз. 1), так и функции распределительных клапанов (к патрубку В подсоединен выход перепускной магистрали, поз. 2).

99. НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОДНЫХ РАСТВОРОВ ГЛИКОЛЕЙ

Одной из самых серьезных проблем для установок, использующих воду, является возможность замерзания воды. Для борьбы с этим явлением воду иногда заменяют водным раствором гликоля (который является антифризом), способным защитить установку от замерзания при низких температурах, например, до -16°C .

В торговом холоде также иногда используют водные растворы гликоля в качестве промежуточных хладоносителей для холодоснабжения витрин и холодильных камер. При этом температура таких хладоносителей может быть намного ниже 0°C .

Если изначально установка проектировалась с учетом использования промежуточных хладоносителей на основе водных растворов гликолей, то скорее всего она будет работать нормально. Однако так бывает не всегда: добавление гликоля к воде приводит к тому, что такая вода перестает быть обычной водой, а полученный при этом раствор может иногда приносить неожиданные сюрпризы!

99.1. ОСНОВНЫЕ РАЗЛИЧИЯ МЕЖДУ ВОДОЙ И ВОДНЫМ РАСТВОРОМ ГЛИКОЛЯ

Для конкретизации возьмем в качестве примера 30%-ный водный раствор этиленгликоля, предназначенный для защиты установки от замерзания при температурах до -16°C .

а) Вода + гликоль = более высокая плотность.

Плотность “чистой” воды по определению равна 1. Водный раствор с 30%-ной концентрацией этиленгликоля имеет плотность 1,043 при 20°C и 1,052 при -10°C *

Какое же значение имеет это обстоятельство? Для того, чтобы понять значение плотности, представим себе, что мы заменили воду в гидравлическом контуре на ртуть, плотность которой равна 13,6. Как вы думаете, что произойдет при этом с расходом (см. рис. 99.1)?



Рис. 99.1.

б) Вода + гликоль = более высокое значение коэффициента температурного расширения.

Эту проблему мы уже рассматривали в разделе 74. Для контуров, заполненных гликолевыми растворами, необходимо предусматривать расширительные баки с объемом на 25...30% больше, чем баки для водяных контуров.

* Здесь речь идет не об абсолютной плотности ($\text{кг}/\text{м}^3$ или $\text{кг}/\text{дм}^3$), а об относительной плотности, то есть об отношении плотности жидкости при данной температуре к плотности воды при той же температуре (прим. ред.).

в) Вода + гликоль = более высокая склонность к утечкам.

Контур, герметичный по воде, может оказаться недостаточно герметичным по отношению к водному раствору гликоля (в первую очередь по резьбовым соединениям, особенно склонным к утечкам). Резьбовые соединения гликолевых контуров рекомендуется дополнительно уплотнять не пастой, как для воды, а тефлоновым волокном, но более предпочтительным является замена резьбовых соединений на паяные (сварные). Особенно заметно опасность появления утечек возникает при переоборудовании действующих установок под использование гликолевых растворов вместо воды.



Заметим, что во многих странах гликолевые растворы, так же как и некоторые хладагенты, подпадают под действие законов об охране окружающей среды и промышленной безопасности. Поэтому их запрещено сливать в канализацию и при замене следует обязательно направлять на переработку и/или утилизацию.

г) Вода + гликоль = более низкая удельная теплоемкость.

Если для чистой воды удельная теплоемкость равна 4,18 кДж/кг·К, то для водного раствора этиленгликоля с концентрацией 30% она падает до 3,7 кДж/кг·К при той же температуре. Это означает, что 1 кг раствора, пройдя через испаритель, отдаст на 12% меньше тепла, чем чистая вода.

Известно, что чем выше удельная теплоемкость жидкости, тем эффективнее происходит обмен теплом при прочих равных условиях. Высокая теплоемкость позволяет уменьшить расход в контуре, проходные сечения трубопроводов, размерность насосов и т.д. Чтобы сохранить тот же самый перепад температур 5 К по охлаждаемой среде на испарителе или на батарее воздухоохладителя при переходе от воды к гликолевому раствору, придется повышать расход раствора на 12% по отношению к расходу воды!

д) Вода + гликоль = более высокая вязкость.

Повышение вязкости увеличивает трение при движении гликолевого раствора по трубопроводу. Раствор как бы сильнее “прилипает” к стенкам труб и поверхностям теплообменных аппаратов.

Проблема еще больше усугубляется при понижении температуры. Чем ниже температура, тем больше становится вязкость гликолевого раствора, что усиливает эффект “прилипания” жидкости к стенкам труб (см. рис. 99.2). Вследствие этого начинают расти потери давления во всех элементах контура, причем иногда этот рост становится весьма значительным.

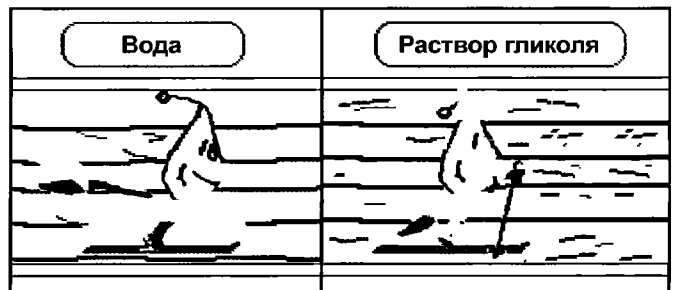


Рис. 99.2.

99.2. УПРАЖНЕНИЕ

Насос перекачивает воду по медным трубам при температуре 5°C. Потери давления при этом составляют 6 м вод. ст. (точка А на рис. 99.3).

Как изменится расход, если температура понизится до -10°C, вместо воды будет использоваться водный раствор этиленгликоля с концентрацией 30%, а насос останется тем же?

Ответить на этот вопрос можно с помощью данных табл. 99.1, в которой приведены значения коэффициента увеличения потерь давления при использовании гликолевого раствора вместо воды для разных значений температур в зависимости от концентрации гликоля и материала стенок трубы.

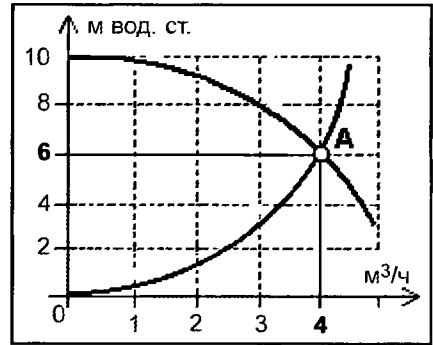


Рис. 99.3.

Табл. 99.1.

Концентрация гликоля	Материал трубы	Коэффициент роста потерь давления		
		20°C	0°C	-10°C
30%-ный водный раствор (-16°C)	Медь	1,22	1,48	1,63
	Сталь	1,10	1,23	1,30
40%-ный водный раствор (-25°C)	Медь	1,32	1,58	1,78
	Сталь	1,15	1,27	1,35

Решение упражнения

На рис. 99.3 точка А является рабочей точкой контура, которая определяется пересечением напорной характеристики насоса (синяя кривая) и гидравлической характеристики контура (зеленая кривая). Из данных рис. 99.3. можно видеть, что при потерях давления 6 м вод. ст. (и, соответственно, напоре насоса 6 м вод. ст.) расход по контуру равен 4 м³/ч.

Если вместо воды использовать раствор этиленгликоля с концентрацией 30% и рабочей температурой -10°C, то для медной трубы коэффициент роста потерь давления будет равен 1,63 (см. табл. 99.1).

Значит потери давления в контуре составят: $6 \times 1,63 =$ около 9,8 м вод. ст.*!

* Автор не указал, какая температура воды (и, соответственно, вязкость воды) была задана при расчете коэффициента роста потерь давления при замене воды на раствор гликоля. Если в качестве базового значения была принята температура воды, равная 5°C, то при других значениях температуры воды значения коэффициента роста потерь давления изменятся (прим. ред.).

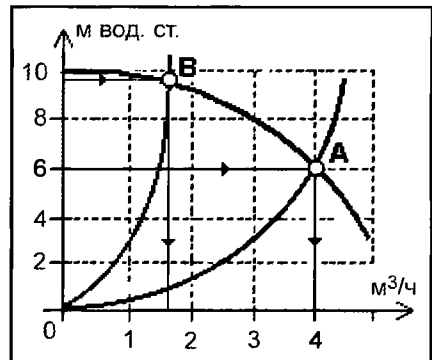


Рис. 99.4.

Такой рост потерь давления существенно меняет гидравлическую характеристику контура (красная кривая на рис. 99.4). В результате рабочая точка смещается по напорной характеристике насоса и вместо точки А становится точкой В, что сопровождается падением расхода примерно в 3 раза!



При добавлении гликоля в воду для контура, который изначально не был на это рассчитан (или добавлении большего количества гликоля, чем это было предусмотрено), вы наверняка столкнетесь с серьезными проблемами!

В дополнение к сказанному добавим, что гликолевые растворы зачастую обладают мощными свойствами, что приводит к “смыванию” со стенок контура различных загрязнений.

Кроме того, гликолевые растворы могут вступать в химические реакции с различными иными средами, такими как смазка резьбовых соединений, флюсы, используемые при пайке, налеты на стенках трубопроводов и т.д. Химические реакции также могут происходить при контакте гликолевых растворов с минеральными солями, содержащимися в воде, и некоторыми антикоррозионными присадками.



Имейте в виду, что после нескольких часов работы контура, заполненного гликолевым раствором, очень часто приходится констатировать засорение фильтров.

Напоминаем, что любая установка, использующая гликолевые растворы, должна быть снабжена табличкой с указанием типа и характеристик залитого в нее раствора.

Концентрацию раствора рекомендуется регулярно проверять с помощью ареометра или рефрактометра. В связи с этим укажем, что помимо возможных изменений, о которых мы говорили выше, *будьте особенно осторожны в случае, когда вы обнаружили слишком высокую концентрацию гликоля и хотите добавить в контур воду.*

- ▶ Никогда не смешивайте растворы этиленгликоля и монопропиленгликоля, так как их характеристики далеко не идентичны.



Точно так же, как можно вывести из строя установку при смешивании различных хладагентов в холодильном контуре, так и при смешивании различных гликолевых растворов возможны необратимые нарушения в работе гидравлического контура.

- ▶ В случае применения гликолевых растворов запрашивайте у производителей теплообменной аппаратуры информацию о совместимости того или иного хладоносителя с материалом теплообменников. Некоторые ионы (аммония, хлора или сульфатов) разрушают медь. В общем случае жесткость используемой для растворов воды должна соответствовать величине ГЖВ_F (см. раздел 68) в диапазоне от 10 до 25, а водородный показатель рН* должен составлять от 7 до 8 (слабая щелочная среда, см. рис. 99.5).

* Водородный показатель (рН) – величина, характеризующая активность (концентрацию) ионов водорода в растворах; численно равен отрицательному десятичному логарифму концентрации водородных ионов (Н⁺), выраженной в грамм-ионах на литр: $pH = -\lg [H^+]$ (прим. ред.).

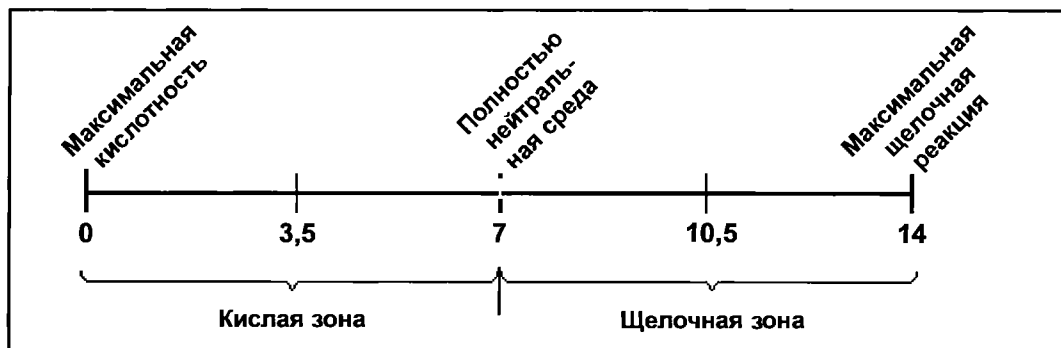


Рис. 99.5.

В ряде случаев производители теплообменной аппаратуры могут снять гарантию на свою продукцию, если используемый в их теплообменниках теплоноситель (в нашем примере – гликолевый раствор) не содержит антикоррозионных добавок.

Автор припоминает также один *анекдотичный случай* из своей практики. Установка для производства ледяной воды 7/12°C при повышенных температурах наружного воздуха не выдавала требуемой холодопроизводительности. Чтобы устранить эту проблему, ремонтник решил повысить холодопроизводительность воздухоохладителей, понизив температуру ледяной воды до +2°C.

Разумеется, при понижении температуры хладоносителя производительность воздухоохладителей возросла. Но тот ремонтник совершенно забыл о том, что при понижении температуры кипения на 1 К производительность охладителя жидкости падает на 3...4%, то есть в рассматриваемом случае падение холодопроизводительности агрегата составило от 15 до 20%!

Поскольку при температуре жидкости на выходе из испарителя +2°C очень велика опасность замерзания воды, этот ремонтник решил добавить в воду гликоль.

В результате добавки гликоля расход хладоносителя снизился, что привело к дальнейшему падению НД и температуры кипения, и к еще большему падению холодопроизводительности установки.

В конце концов пришлось сливать из гидравлического контура установки более 500 литров гликолевого раствора, установку приводить в исходное состояние, а для увеличения холодопроизводительности монтировать дополнительную установку.



Мы рассказали об этой ситуации, чтобы вы поняли, что с установками, использующими гликолевые растворы, ни в коем случае не следует экспериментировать. Если вы хотите что-то изменить на таких установках, обязательно проконсультируйтесь с их разработчиком и строго соблюдайте его рекомендации.

100. НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ РАБОТЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОНТУРА

А) “Дребезг” сигнализатора расхода при прохождении воздушных пузырей

Во многих гидравлических контурах для контроля наличия расхода используют сигнализаторы расхода.

Мы уже изучали работу этого прибора и проблемы, вызванные несоблюдением правил его монтажа (см. раздел 85).

Если на чувствительный элемент (пластину) этого прибора вместо потока жидкости воздействует поток газа (воздуха), то появляется еще одна проблема.

Сила давления, которая действует на пластину при прохождении воздушных пузырей становится меньше и контакт может на короткое время разомкнуться, либо работать в так называемом режиме “дребезга”, то есть периодически замыкаться и размыкаться с определенной частотой, зависящей от количества и размеров проходящих через пластину пузырей (см. рис. 100.1).

В этом случае, если контакт сигнализатора расхода введен в электросхему последовательно с катушкой пускателя компрессора, то возможны 3 варианта:

- ▶ При выключенном компрессоре биение контакта сигнализатора расхода не приводит к каким-либо последствиям.
- ▶ Если работающий компрессор оснащен реле защиты от режима циклирования, то при первом же размыкании контакта сигнализатора расхода он остановится и не сможет запуститься до тех пор, пока не пройдет время задержки пуска реле защиты от режима циклирования, например, 6 минут (см. раздел 30).

В течение всего этого времени установка не сможет вырабатывать холод, даже если в нем есть потребность. Это тем более неприятно, если воздушных пузырей много или они имеют достаточно большие размеры и периодически проходят через сигнализатор расхода перед тем, как быть удаленными из контура с помощью автоматического дренажного клапана (если он есть и правильно смонтирован).

- ▶ Если реле защиты от режима циклирования нет, пускатель компрессора также начнет “дребезжать” с такой же частотой, что и контакт сигнализатора расхода. Результат будет катастрофическим: компрессор остановится, вновь запустится и так далее (последствия см. в разделе 63).

При таком режиме работы компрессора остается только надеяться, что сработает реле тепловой защиты или встроенный датчик температуры обмотки выдаст команду на выключение: в противном случае двигатель компрессора выйдет из строя.

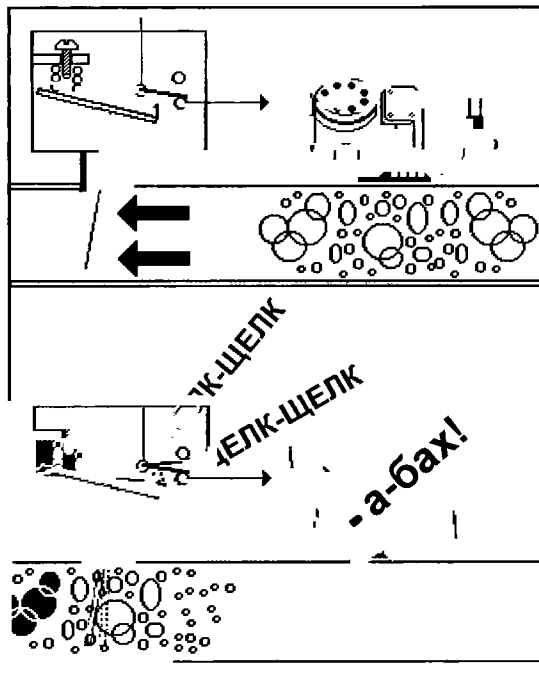


Рис. 100.1.

100.1. УПРАЖНЕНИЕ 1. Реле времени с задержкой срабатывания сигнализатора расхода

Для устранения этой проблемы необходимо предусмотреть временную задержку остановки компрессора по команде сигнализатора расхода с тем, чтобы компрессор выключался только тогда, когда контакт сигнализатора расхода остается в разомкнутом состоянии в течение определенного промежутка времени, например, более 3-х секунд. Для этой цели можно использовать сигнализатор расхода с реле времени (RFS). В зависимости от того, как действует это реле при размыкании или замыкании контакта сигнализатора расхода, то есть включается оно или выключено (находится в ждущем режиме), можно представить 8 различных вариантов электросхем для обеспечения нормальной работы компрессора (см. рис. 100.2).

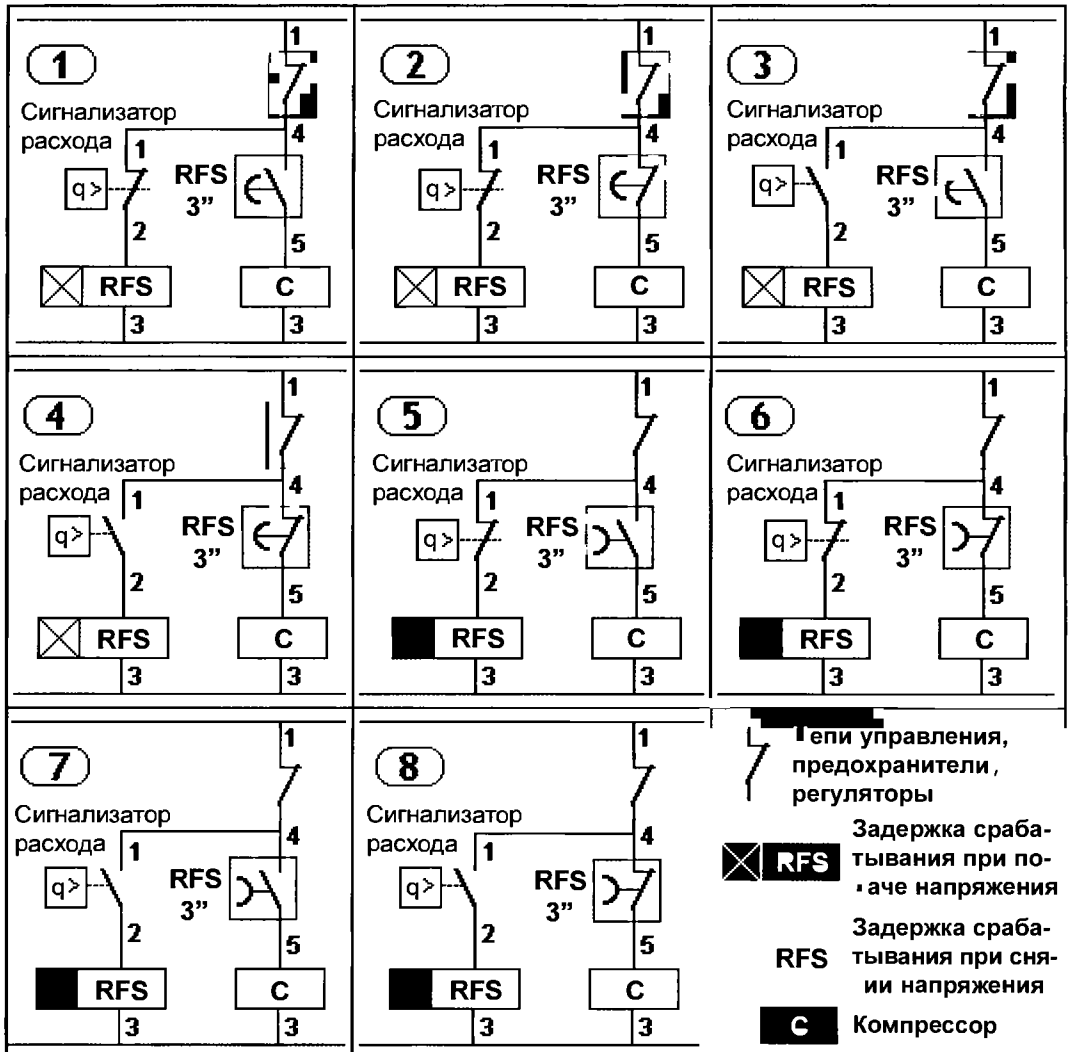


Рис. 100.2.

При работающем насосе нормально замкнутые контакты 1-4 цепей управления, безопасности и предохранителей замкнуты и допускают подачу напряжения на катушку пускателя компрессора С, если контакты 4-5 сигнализатора расхода с реле времени RFS замкнуты.

Что вы скажете о каждой из 8 схем на рис 100.2? Какие из них вы считаете неприемлемыми, какие удовлетворительными, а какие превосходными? Чтобы помочь вам подскажем, над чем нужно подумать. Вспомните, что происходит, когда насос работает, расход жидкости в норме, а потом вдруг становится недостаточным? В конечном счете, какая из 8 схем кажется вам наилучшей?

Решение упражнения 1

Напомним, что в каждой из 8 схем нормально замкнутый контакт насоса подключен последовательно с контактами 1-4 линии управления и предохранителей (рубильник Пуск/Стоп, датчик температуры охлаждаемой среды, предохранительные реле НД и ВД и т.д.). Следовательно, компрессор не сможет запуститься, если насос не работает и контакт 4-5 RFS разомкнут.

Схема №1 (см. рис. 100.3).

Если при работающем насосе *расход жидкости падает*, контакты 1-2 сигнализатора расхода остаются замкнутыми. В результате запускается временное устройство RFS и через 3 секунды контакты 4-5 RFS замыкаются, что разрешает запуск компрессора, хотя расход жидкости упал: **это совершенно недопустимо!**

И наоборот, если *расход в норме*, контакты 1-2 размыкаются, снимая напряжение с катушки реле RFS. Контакты 4-5 RFS при этом остаются разомкнутыми и компрессор никогда не сможет запуститься, хотя расход жидкости в норме: **это так же недопустимо!**

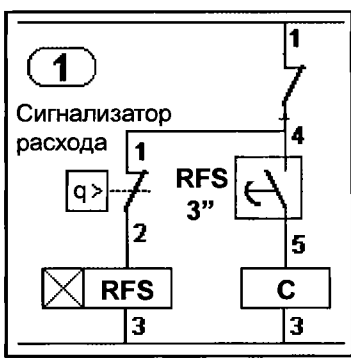


Рис. 100.3.

Схема №2 (см. рис. 100.4).

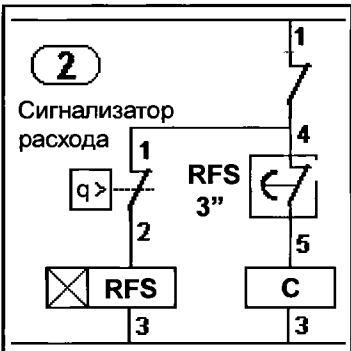


Рис. 100.4.

Так же, как и в схеме №1, если при работающем насосе *расход падает*, контакты 1-2 сигнализатора расхода замыкаются, подается напряжение на реле времени RFS и оно начинает работать. Однако в это время компрессор тоже может запускаться, поскольку контакты 4-5 RFS будут оставаться замкнутыми, пока не истечет время задержки реле RFS. Через 3 секунды после падения расхода контакты 4-5 RFS разомкнутся и, наконец, остановят компрессор. И так, по схеме №2 получается, что несмотря на падение расхода, компрессору разрешен запуск, однако через 3 секунды после падения расхода он будет остановлен: *будем надеяться, что мы сможем найти лучшее решение!*

Схема №3 (см. рис. 100.5).

Если после запуска компрессора *расход остается недостаточным*, контакты 1-2 сигнализатора расхода не смогут замкнуться. Напряжение на катушку реле RFS не подается, контакты 4-5 RFS остаются разомкнутыми и запуск компрессора невозможен: **это кажется превосходным!**

И наоборот, если *расход в норме*, контакты 1-2 сигнализатора расхода замыкаются, подается напряжение на катушку реле RFS и спустя 3 секунды контакты 4-5 RFS замыкаются, после чего компрессор запускается: **это тоже кажется замечательным!**

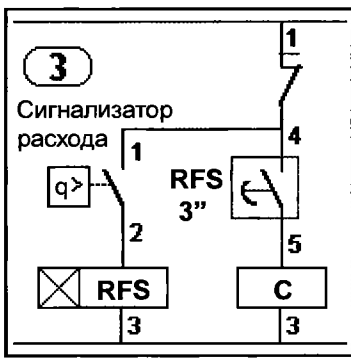


Рис. 100.5.

Но что произойдет, если по гидравлическому контуру пойдут воздушные пузыри и контакт 1-2 начнет работать в режиме “дребезга”?

Воздушные пузыри вызовут размыкание контактов 1-2 и катушка реле RFS тут же обесточится. В этот момент разомкнутся контакты 4-5 и компрессор остановится. После того, как пузыри пройдут, контакты 1-2 сигнализатора расхода замкнутся и через 3 секунды компрессор вновь запустится. То есть, если через пластину сигнализатора расхода пройдет всего один, но большой воздушный пузырь, он приведет к немедленной остановке компрессора и последующему его запуску спустя всего 3 секунды: **это недопустимо!**

Схема №4 (см. рис. 100.6).

Если после запуска насоса *расход остается низким*, контакты 1-2 сигнализатора расхода не смогут замкнуться.

Как следствие, не будет подано напряжение на обмотку реле RFS и контакты 4-5 RFS будут все время оставаться замкнутыми, хотя расход жидкости недостаточен: **это недопустимо!**

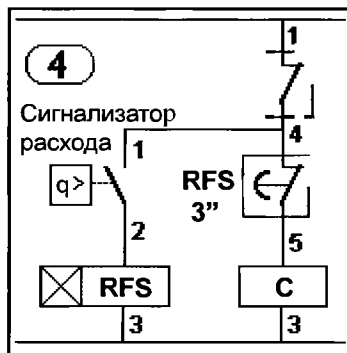


Рис. 100.6.

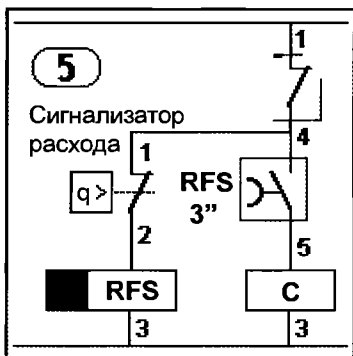


Рис. 100.7.

Схема №5 (см. рис. 100.7).

Когда после запуска насоса *расход остается низким*, контакты 1-2 сигнализатора расхода не размыкаются и на катушку реле RFS подается напряжение.

Поскольку задержка срабатывания в этой схеме предусмотрена при снятии напряжения, контакты 4-5 RFS замыкаются сразу же после подачи на него напряжения и компрессор запускается, хотя расход жидкости недостаточен: **это недопустимо!**

Схема №6 (см. рис. 100.8).

Когда после запуска насоса *расход остается низким*, контакты 1-2 сигнализатора расхода остаются замкнутыми и на катушку реле RFS подается напряжение. Поскольку задержка срабатывания реле в этой схеме реализуется только при снятии с него напряжения, реле срабатывает сразу же и контакты 4-5 RFS размыкаются, что приводит к остановке компрессора: **заметьте, что такая последовательность была бы приемлемой только в варианте, когда контакты 4-5 RFS размыкаются ПРЕЖДЕ, чем замкнется контактная группа 1-4 управления работой насоса, в противном случае в течение нескольких миллисекунд контактор компрессора С будет находиться под напряжением!**

Если *расход нормальный*, контакты 1-2 размыкаются и на катушку реле RFS напряжение не подается. Следовательно, контакты 4-5 RFS остаются замкнутыми и компрессор может запускаться: **это кажется превосходным!**

Однако, что произойдет, если воздушные пузыри приведут к работе контакта 1-2 сигнализатора расхода в режиме "дребезга"?

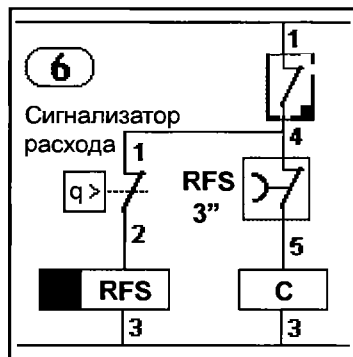


Рис. 100.8.

Когда при работающем компрессоре воздушный пузырь приведет к замыканию контактов 1-2, RFS тут же сработает, контакты 4-5 разомкнутся и компрессор остановится. После того, как воздушный пузырь пройдет, контакты 1-2 разомкнутся, с катушки реле RFS будет снято напряжение и спустя 3 секунды замкнутся контакты 4-5 RFS, а затем запустится компрессор. То есть так же, как и в схеме №3, большой воздушный пузырь, способный вызвать одиночное кратковременное срабатывание сигнализатора расхода, может спровоцировать немедленную остановку компрессора с тем, чтобы вновь разрешить его запуск спустя 3 секунды: **это так же неприемлемо!**

Схема №7 (см. рис. 100.9).

Когда после запуска насоса *расход остается недостаточным*, контакты 1-2 сигнализатора расхода не смогут замкнуться и на катушку реле RFS не будет подано напряжение. Следовательно, контакты 4-5 RFS останутся разомкнутыми и компрессор не сможет запуститься: **это то, что нам нужно!**

И напротив, если *расход в норме*, контакты 1-2 сигнализатора расхода замкнутся, на катушку реле RFS будет подано напряжение и тотчас же замкнутся контакты 4-5 RFS, то есть запуск компрессора станет возможным: **это тоже вполне нас устраивает!**

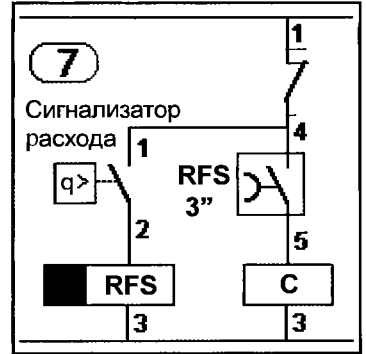


Рис. 100.9.

Рассмотрим, что произойдет, если воздушные пузыри в жидкости заставят работать сигнализатор расхода в режиме “дребезга”.

Когда при работающем компрессоре через сигнализатор расхода пойдут воздушные пузыри, контакты 1-2 начнут то замыкаться, то размыкаться. В результате, напряжение с катушки реле RFS будет то сниматься, то подаваться вновь. Однако временная задержка на срабатывание реле RFS имеет место только при снятии напряжения, поэтому компрессор выключится только тогда, когда после очередного снятия напряжения с катушки реле RFS пройдет не менее 3-х секунд: **это тоже замечательно!**

Итак, в случае проходящего одиночного пузыря (когда речь идет об одиночном срабатывании сигнализатора расхода и кратковременном размыкании контактов 1-2, спровоцированном, например, большим размером воздушного пузыря) компрессор останется работающим. С другой стороны, если падение расхода продолжается в течение значительного (более 3-х секунд) отрезка времени (например, если закрыт какой-либо вентиль на гидравлическом контуре или засорился фильтр...), компрессор по прошествии 3-х секунд после размыкания контактов 1-2 остановится (это максимальное время для схем, главным образом, с пластинчатыми теплообменниками): **таким образом данная схема превосходит!**

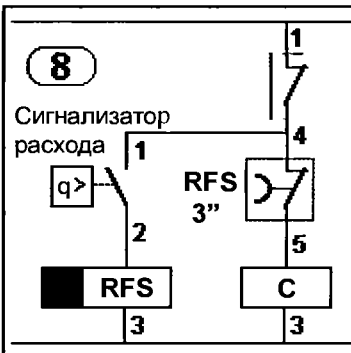


Рис. 100.10.

Схема №8 (см. рис. 100.10).

Когда запускают насос, а *расход оказывается недостаточным*, контакты 1-2 сигнализатора расхода не могут замкнуться.

Как следствие, на катушку реле RFS напряжение не подается и контакты 4-5 RFS остаются замкнутыми. Компрессор запускается, хотя расход жидкости недостаточен: **это неприемлемо!**



Итак, можно сделать вывод, что только схема №7 полностью нас устраивает (время задержки срабатывания реле при снятии с него напряжения устанавливается на уровне около 3-х секунд).

Б) Как обеспечить автоматическое переключение в схеме с двумя спаренными насосами, если один из них выйдет из строя?

Очевидно, что если в схеме управления предусмотрен автомат, управляющий двумя насосами, то этой проблемы не существует.

В классических схемах предусматривается трехпозиционный переключатель (Пуск P1, Остановка или Пуск P2), который позволяет выбирать какой насос должен работать, а какой оставаться в резерве (см. рис. 100.11).

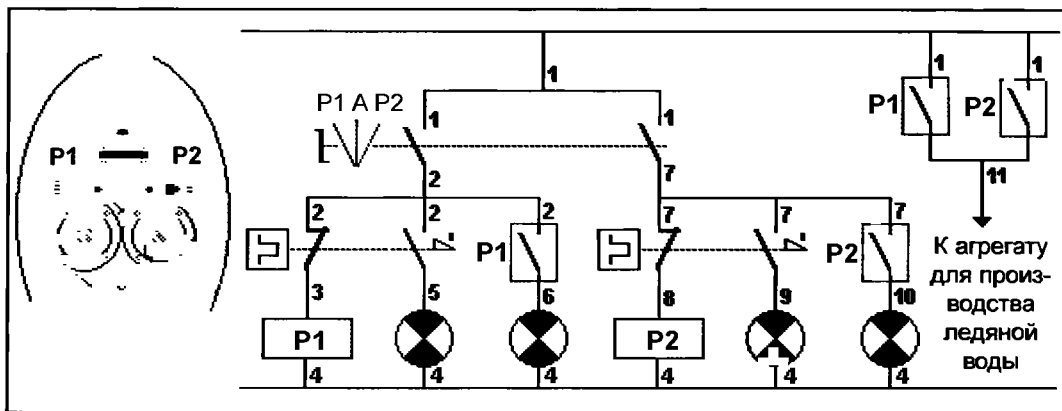


Рис. 100.11.

Если все идет нормально, то работает только один насос, выбранный переключателем (замкнуты контакты 1-2 или 1-7), и горит его лампочка “Работа”. Контакт соответствующей системы автоматического регулирования замкнут и фаза проходит с контакта 1 на контакт 11, разрешая работать агрегату, например, для производства ледяной воды.

Каждый насос защищен тепловым реле (предохранителем) с ручным взводом (см. раздел 55).

В случае возрастания потребляемого тока срабатывает предохранитель и насос останавливается, при этом загорается лампочка “Авария” соответствующего насоса. Остановка насоса приводит к размыканию контактов 1-11 и агрегат по производству ледяной воды выключается.

100.2. УПРАЖНЕНИЕ 2. Автоматическое переключение насосов

Итак, если система управления настроена по схеме, приведенной на рис. 100.11, то при остановке в результате поломки того насоса, который был выбран с помощью трехпозиционного переключателя, производство ледяной воды прекратится. Чтобы вновь запустить агрегат, нужно вручную переключить схему с одного насоса на другой и, в случае необходимости, устранить неисправность вышедшего из строя насоса.

Посмотрите, как нужно изменить данную схему, чтобы в случае срабатывания одного из двух предохранителей соответствующий насос остановился, а другой автоматически включился и система по производству ледяной воды продолжила бы работу.

Безусловно при этом должна быть задействована сигнальная лампочка насоса, которая загорается при его аварийной остановке.

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 2

Наиболее традиционное решение состоит в том, чтобы добавить два реле “Авария насоса” (DP1 и DP2). Попутно заметим, что подключение сигнализатора расхода должно быть выполнено по схеме 7 (см. рис. 100.9).

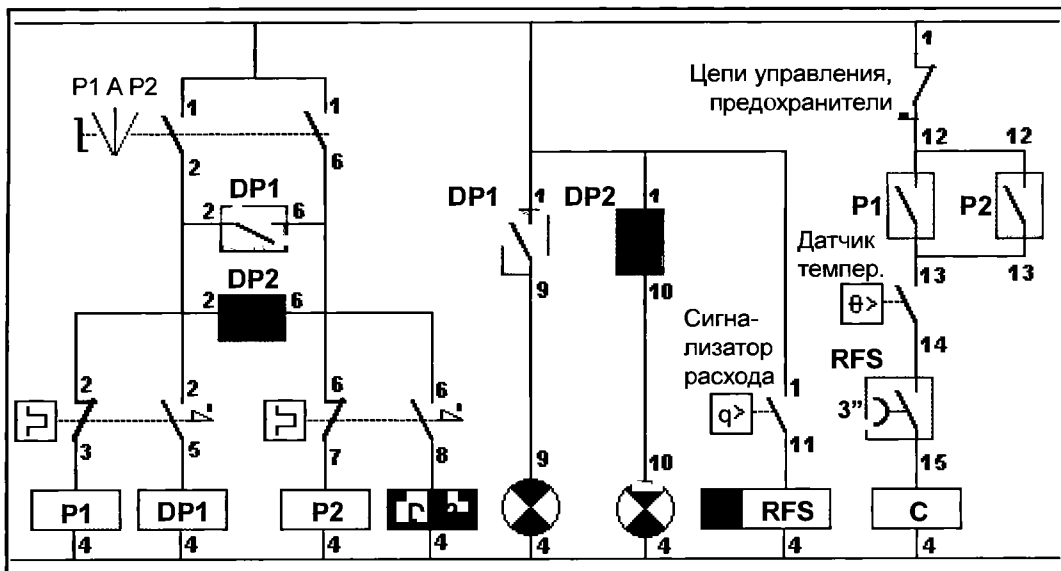


Рис. 100.12.

Например, если трехпозиционный переключатель установлен в положение “Насос 1” (P1), то его контакты 1-2 замкнуты и насос P1 работает. Контакты 1-6 переключателя разомкнуты, так же, как и 2 контакта DP1 и DP2, расположенные между точками 2 и 6. Насос P2 не работает.

Контакты пускателя насоса P1 12-13 на линии пускателя компрессора С замкнуты и агрегат по производству ледяной воды функционирует.

В случае, если ток, потребляемый насосом P1, резко возрастает, тепловое реле (предохранитель) срабатывает и контакты 2-3 размыкаются, что приводит к немедленной остановке насоса P1. Одновременно замыкаются контакты 2-5 предохранителя P1 и подается напряжение на катушку реле DP1 (Авария насоса 1). После этого замыкаются контакты 2-6 реле DP2, подается напряжение на обмотку пускателя насоса 2 (P2) и насос P2 запускается. При срабатывании реле DP1 также замыкаются контакты 1-9 и загорается лампочка “Авария насоса 1” (контакты 9-4).

В результате, несмотря на то, что переключатель установлен в положение P1 (Насос 1), на самом деле работает насос P2 и горит лампочка “Авария насоса 1”.

УПРАЖНЕНИЕ 3

В схеме на рис. 100.12 в случае срабатывания теплового реле в момент, когда пускатель насоса P1 замкнут, соответствующие контакты 12-13 размыкаются, что приводит к немедленной остановке компрессора. При срабатывании реле DP1 (Авария насоса 1) насос, который находился в резерве, запускается, контакты 12-13 вновь замыкаются и разрешают запуск компрессора. Однако, в этом случае катушка пускателя компрессора С на несколько десятков миллисекунд остается без напряжения.

Как можно, не добавляя дополнительных элементов, изменить данную схему, чтобы устранить этот недостаток?

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 3

На рис. 100.13 мы представили только правую часть схемы, изображенной на рис. 100.12 (левая часть остается без изменений).

Для устранения указанного выше недостатка контакты автоматического регулирования работы насоса P1 и P2 (которые находились в цепи управления пускателя компрессора С) нужно подключить последовательно в цепь управления работой реле времени RFS сигнализатора расхода (контакты 12-4).

При таком подключении в момент переключения с одного насоса на другой реле времени RFS будет какое-то время обесточено, но компрессор не остановится. Все будет происходить так же, как при прохождении через сигнализатор расхода большого воздушного пузыря, который спровоцировал бы размыкание контакта 11-12 сигнализатора расхода (в случае необходимости еще раз посмотрите объяснение работы схемы №7 на рис. 100.9).

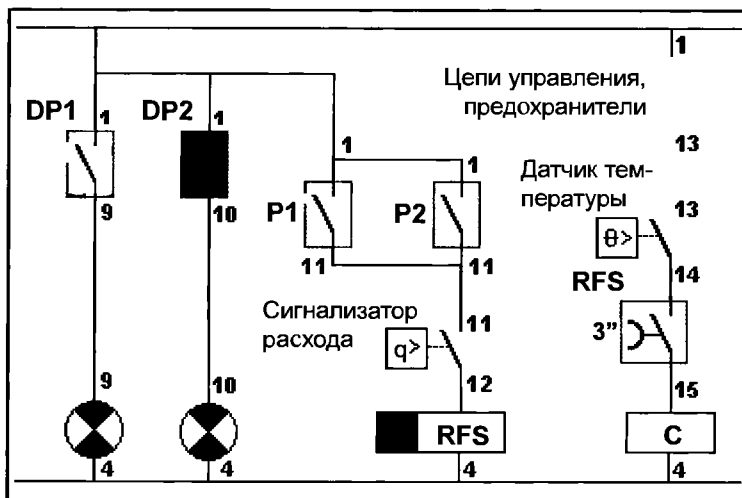


Рис. 100.13.

При таком подключении в момент переключения с одного насоса на другой реле времени RFS будет какое-то время обесточено, но компрессор не остановится. Все будет происходить так же, как при прохождении через сигнализатор расхода большого воздушного пузыря, который спровоцировал бы размыкание контакта 11-12 сигнализатора расхода (в случае необходимости еще раз посмотрите объяснение работы схемы №7 на рис. 100.9).

100.3. УПРАЖНЕНИЕ 4. Устранение неисправности на одном из двух спаренных насосов

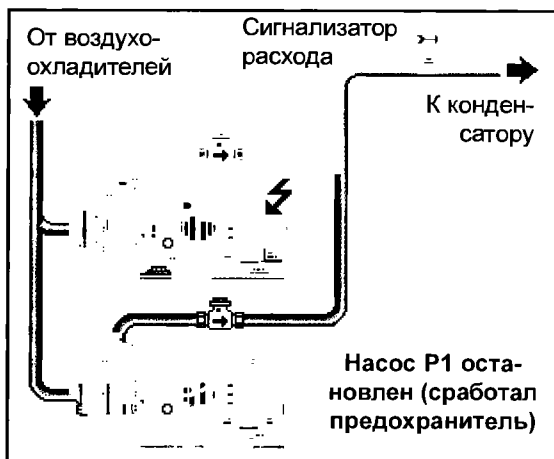


Рис. 100.14.

Разомкнутые контакты 14-15 реле RFS препятствуют работе компрессора.

Вы отремонтировали насос P1 и вновь его запустили: контакт сигнализатора расхода замкнулся. Когда вы запускаете насос P2, контакт сигнализатора расхода размыкается и так далее. Вместе с тем, оба насоса совершенно одинаковы. **Что же происходит?**

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 4

Когда работает насос P1, контакт сигнализатора расхода замкнут. Когда запускается насос P2, контакт сигнализатора расхода размыкается: очевидно, что сам сигнализатор расхода здесь не при чем и расход, который проходит через его пластину (поз. 1) при работе насоса P2 меньше, чем при работе насоса P1, хотя оба насоса совершенно одинаковы (см. на рис. 100.15)!

Обследуйте насос P1, который остановлен, постучите по ступице муфты. Хотя напряжение с двигателя снято, проверьте, не вращается ли он в обратном направлении? Если насос ротативного типа (такой, как показан на рис. 100.16) проверните его ось отверткой.

В зависимости от типа насоса и его состояния возможно, что паразитный расход по контуру не позволяет вращаться оси насоса при выключенном двигателе. Следовательно, самый надежный способ контроля состоит в том, чтобы закрыть вентиль поз. 3 (см. рис. 100.15) на нагнетании насоса P1 при работающем насосе P2. Если контакт сигнализатора расхода замыкается, это подтверждает, что обратный клапан поз. 3 негерметичен и при работающем насосе P2 и выключенном насосе P1 имеет место паразитный расход (поз. 4), который проходит через насос P1 в обратном направлении (см. раздел 97).

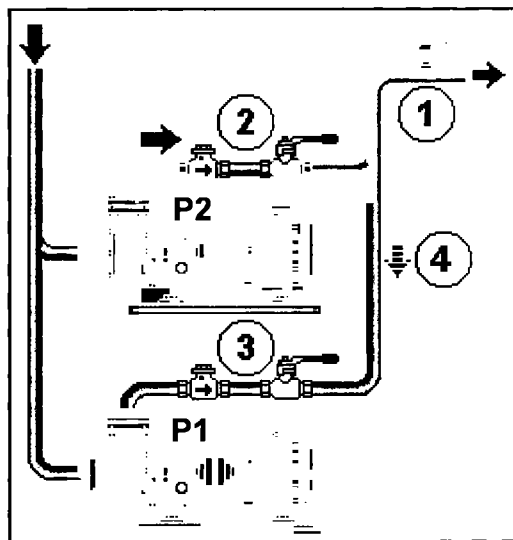


Рис. 100.15.

Этот тип неисправности может встречаться в гидравлическом контуре открытой градири, если в нем на выходе из градири нет фильтра (или если порвана или снята фильтрующая сетка внутри фильтра!).

Если неисправность не связана с присутствием паразитных потоков, проверьте наличие механических повреждений в насосе P2 и правильность подключения электропитания его двигателя (см. разделы 90 и 92).

Принимая во внимание то обстоятельство, что оба насоса абсолютно одинаковы, ваша задача существенно упрощается, поскольку вы можете сравнить состояние одного и второго насосов.

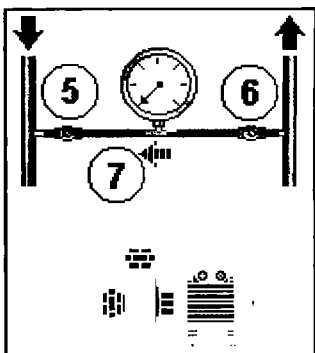


Рис. 100.16.

Отметим также, что проблема размыкания контакта сигнализатора расхода из-за перетекания жидкости с нагнетания на всасывание может быть обусловлена гидравлической схемой, предназначенной для определения напора насоса (см. раздел 93).

Действительно, в зависимости от разности давлений в точках 5 и 6 (см. рис. 100.16) и диаметра трубы, соединяющей выход насоса с его входом, расход с нагнетания на всасывание (поз. 7) может оказаться довольно значительным.



Следовательно, два вентиля (поз. 5 и 6 на рис. 100.16) никогда не должны находиться в открытом положении одновременно.

В) Как сделать так, чтобы насос конденсатора выключался одновременно с остановкой компрессора

В разделе 86 мы уже видели, что расход насоса конденсатора примерно на 25% выше расхода насоса ледяной воды. Вдобавок к этому, и напор насоса конденсатора зачастую также превышает напор насоса ледяной воды. Эти два фактора объясняют, почему мощность, потребляемая двигателем насоса конденсатора, как правило, гораздо больше мощности, потребляемой двигателем насоса ледяной воды.

В разделе 82 мы говорили о том, что насос ледяной воды должен работать постоянно. Но почему бы не остановить насос конденсатора, когда не работает компрессор? Ведь получаемая при этом экономия электроэнергии может быть весьма значительна.

100.4. УПРАЖНЕНИЕ 5. Управление работой насоса и компрессора

На рис. 100.17 показана схема установки с испарителем непосредственного кипения для охлаждения воздуха.

Когда температура в охлаждаемых помещениях растёт, датчик температуры (поз. 1) даёт команду на запуск насоса градирни РТ (поз. 2).

Если расход воды через конденсатор достигает заданного значения, сигнализатор расхода (поз. 3) разрешает запуск компрессора С (поз. 4).

Датчик температуры воды на выходе из градирни (поз. 5) управляет работой вентилятора градирни VT (поз. 6).

Разработайте электрическую схему цепей управления, зная, что компрессор отключается с минимальной защитой (см. раздел 29).

Определите также, каким образом завести в схему предохранительные реле высокого (ВД) и низкого (НД) давлений (поз. 7), электроклапан на жидкостной магистрали хладагента (поз. 8) и предусмотрите такие предохранительные устройства и устройства автоматики, которые вам покажутся полезными.

*Решение на следующей
странице...*

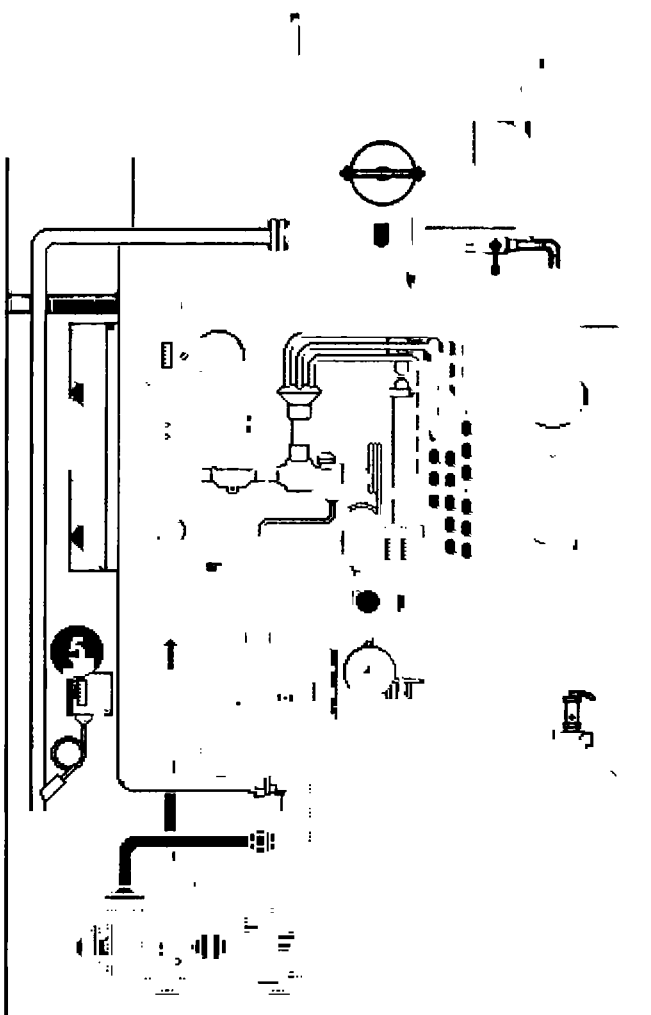


Рис. 100.17.

Решение упражнения 5

Поскольку речь идет об установке с непосредственным кипением, основным “действующим лицом” в ней нужно считать вентилятор V воздухоохладителя (поз. 9 на рис. 100.18), который подает охлажденный воздух в помещение.

Действительно, если он останавливается (независимо от причины), компрессор C должен выключаться. Но если не работает компрессор C , то должен останавливаться и насос градирни PT (это и есть задача упражнения), а если не работает насос градирни PT , то, как мы уже видели в разделе 73, обязательно должен выключаться и вентилятор градирни VT .

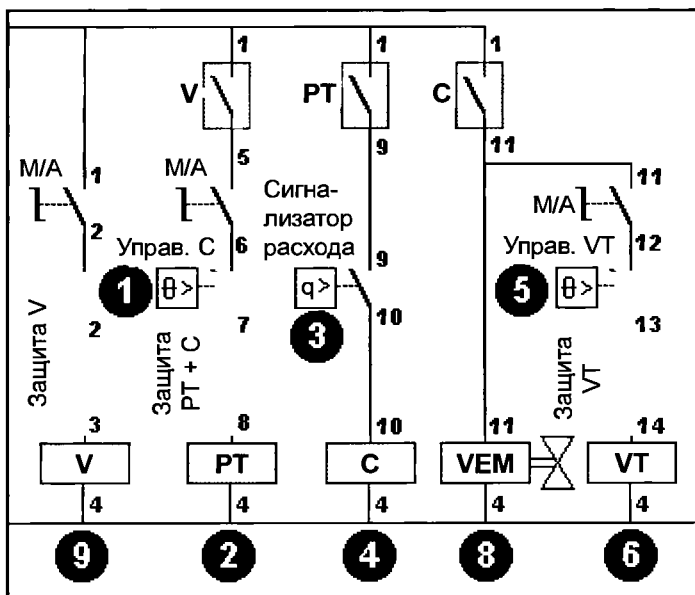


Рис. 100.18.

Отметим, что с первого взгляда, брошенного на схему на рис. 100.18, видно, что эта последовательность соблюдается. Если вентилятор испарителя V остановлен, контакты его пускателя 1-5 разомкнуты, напряжение снимается с катушки пускателя насоса градирни PT (контакты 8-4), что приводит к размыканию контактов 1-9 насоса градирни PT и снятию напряжения с пускателя компрессора C (контакты 10-4) с последующим размыканием контактов 1-11 пускателя компрессора, закрытием электромагнитного клапана VEM (контакты 11-4) и остановкой вентилятора градирни VT (контакты 14-4).

Рассмотрим подробнее: пускатель вентилятора испарителя V (контакты 3-4) находится под напряжением только тогда, когда замкнут его рубильник “Пуск/Стоп” M/A (контакты 1-2) и замкнуты контакты защиты 2-3 (предохранитель, встроенное тепловое реле и т.д.). В таком положении контакты 1-5 вентилятора испарителя V дают разрешение на запуск насоса градирни PT .

Насос градирни PT может запуститься только тогда, когда замкнут рубильник “Пуск/Стоп” M/A (контакты 5-6) и замкнуты контакты 6-7 датчика температуры воздуха в охлаждаемом объеме. В таком положении насос PT запустится, только если замкнуты контакты его защиты 7-8 (предохранитель и т.д.) И ЗАЩИТЫ компрессора (предохранительные реле НД и ВД, встроенное тепловое реле, предохранитель тока и т.д.).

Насос градирни PT может запуститься только тогда, когда замкнут рубильник “Пуск/Стоп” M/A (контакты 5-6) и замкнуты контакты 6-7 датчика температуры воздуха в охлаждаемом объеме. В таком положении насос PT запустится, только если замкнуты контакты его защиты 7-8 (предохранитель и т.д.) И ЗАЩИТЫ компрессора (предохранительные реле НД и ВД, встроенное тепловое реле, предохранитель тока и т.д.).

Когда насос градирни PT запускается, контакты 1-9 его пускателя разрешают запуск компрессора C (контакты 10-4) только при замыкании контактов 9-10 сигнализатора расхода, то есть только тогда, когда расход в контуре градирни достиг заданного значения. После срабатывания пускателя компрессора C замыкаются контакты 1-11, подавая напряжение на электромагнитный клапан VEM , установленный на жидкостной магистрали хладагента на входе в ТРВ, и разрешая запуск вентилятора градирни VT (контакты 14-4). В свою очередь, вентилятор градирни начнет работать только тогда, когда замкнут его рубильник “Пуск/Стоп” M/A (контакты 11-12), замкнуты контакты 12-13 датчика температуры воды на выходе из градирни и контакты 13-14 цепи защиты вентилятора VT (встроенное тепловое реле, предохранитель и т.д.).

Когда температура воздуха в охлаждаемом помещении снижается, размыкаются контакты 6-7 датчика температуры, насос PT останавливается, после чего сразу же снимается напряжение с пускателей компрессора C и вентилятора градирни VT .

УПРАЖНЕНИЕ 6

Измените схему на рис. 100.18 таким образом, чтобы компрессор запускался и останавливался с одномоментным вакуумированием (при необходимости посмотрите подробную схему в разделе 29).

Решение упражнения 6

В том, что касается цепи вентилятора испарителя **V**, контакты 3-4 которого обеспечивают подачу охлажденного воздуха в помещение, никаких изменений не будет. Вместе с тем, мы добавили реле низкого давления **BP**, (поз. 10 на рис. 100.19 и рис. 100.20), которое должно срабатывать в процессе одномоментного вакуумирования испарителя.

Когда температура в охлаждаемом помещении растёт, контакты датчика температуры 5-6 замыкаются, и теперь подают напряжение не на пускатель насоса градирни (как в предыдущей схеме), а на реле одномоментного вакуумирования **MAV**, контакты которого сразу же замыкаются.

При этом контакты **MAV 1-7** разрешают запуск насоса градирни **PT** при условии, что замкнуты следующие контакты: 7-8 вентилятора испарителя **V**, 8-9 рубильника "Пуск/Стоп" **M/A**, защитных устройств насоса градирни **PT** + компрессора **C** (включая реле низкого давления **BP** поз. 10) + немедленного останова (контакты 9-10).



Рис. 100.19.

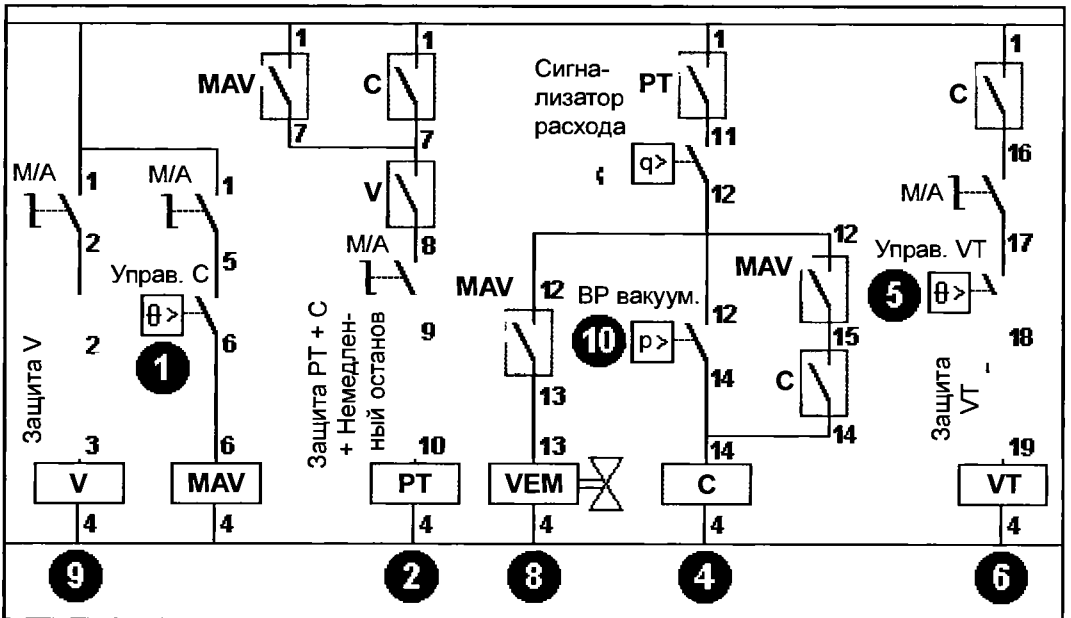


Рис. 100.20.

При замкнутых контактах **MAV 12-13** контакты **PT 1-11** допускают замыкание контактов 13-4 электроклапана **VEM**, который открывается, как только замкнутся контакты 11-12 сигнализатора расхода, то есть только при условии, что расход в контуре градирни достиг требуемого значения. При открытом клапане **VEM** давление в испарителе растёт и срабатывает реле низкого давления **BP** (контакты 12-14), что приводит к запуску компрессора **C** (контакты 14-4) с одновременным разрешением на работу вентилятора градирни **VT**.

ЛЕКЦИЯ 100. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

Когда контакты 5-6 датчика температуры размыкаются (температура в охлаждаемом помещении понизилась до заданного уровня), снимается напряжение с реле MAV, которое, в свою очередь, размыкает все свои контакты. При отключенном реле MAV компрессор начинает откачивать хладагент из испарителя и давление в нем падает. Чтобы предотвратить срабатывание предохранительного реле ВД, насос градири продолжает работать благодаря замкнутым контактам 1-7 компрессора С и не остановится до тех пор, пока компрессор не закончит откачку хладагента из испарителя.

Отметим, что назначение контактов 12-15 реле MAV и 15-14 компрессора С описано в разделе 29.

УПРАЖНЕНИЕ 7

Посмотрите как следует на установку, изображенную на рис. 100.21 (мы специально изобразили ее в несколько упрощенном виде). Если вы внимательно читали данное пособие и усвоили все, о чем мы до сих пор рассказывали, вы сможете узнать каждый элемент этой установки и объяснить его назначение.

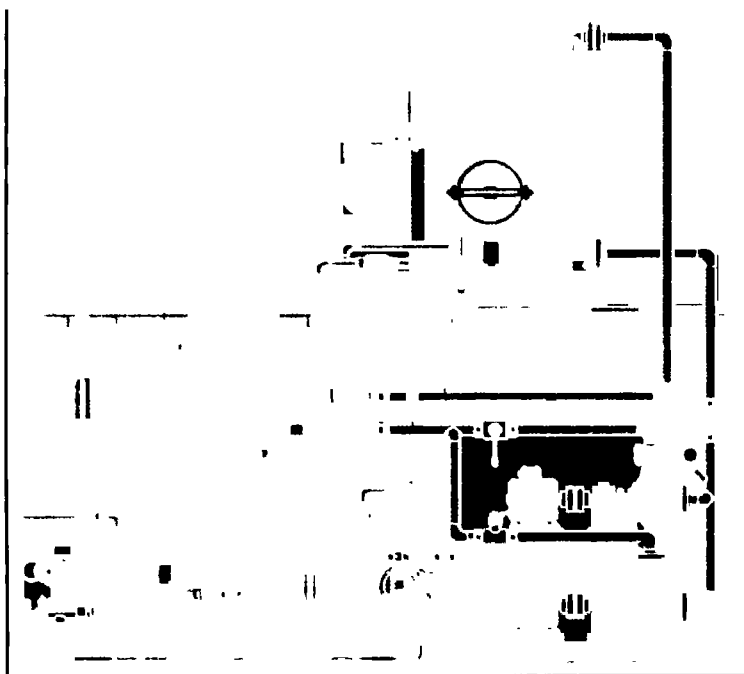


Рис. 100.21.

Далее на рис. 100.22 мы приведем упрощенную электрическую схему установки, изображенной на рис. 100.21, считая, что:

- ▶ Два спаренных насоса контура ледяной воды оборудованы устройством автоматического переключения в случае остановки одного из них.
- ▶ Сигнализатор расхода ледяной воды останавливает компрессор, если пониженный расход фиксируется в течение 2-х секунд.
- ▶ Компрессор выключается с одномоментным вакуумированием.
- ▶ Насос градири работает только тогда, когда работает компрессор.
- ▶ **Маленькая новинка:** сигнализатор расхода в контуре градири останавливает насос градири в случае, когда пониженный расход воды в контуре градири фиксируется в течение времени свыше 4-х секунд. Чтобы после этого запустить установку, необходимо нажать кнопку возврата в рабочее состояние.

Решение на следующей странице...

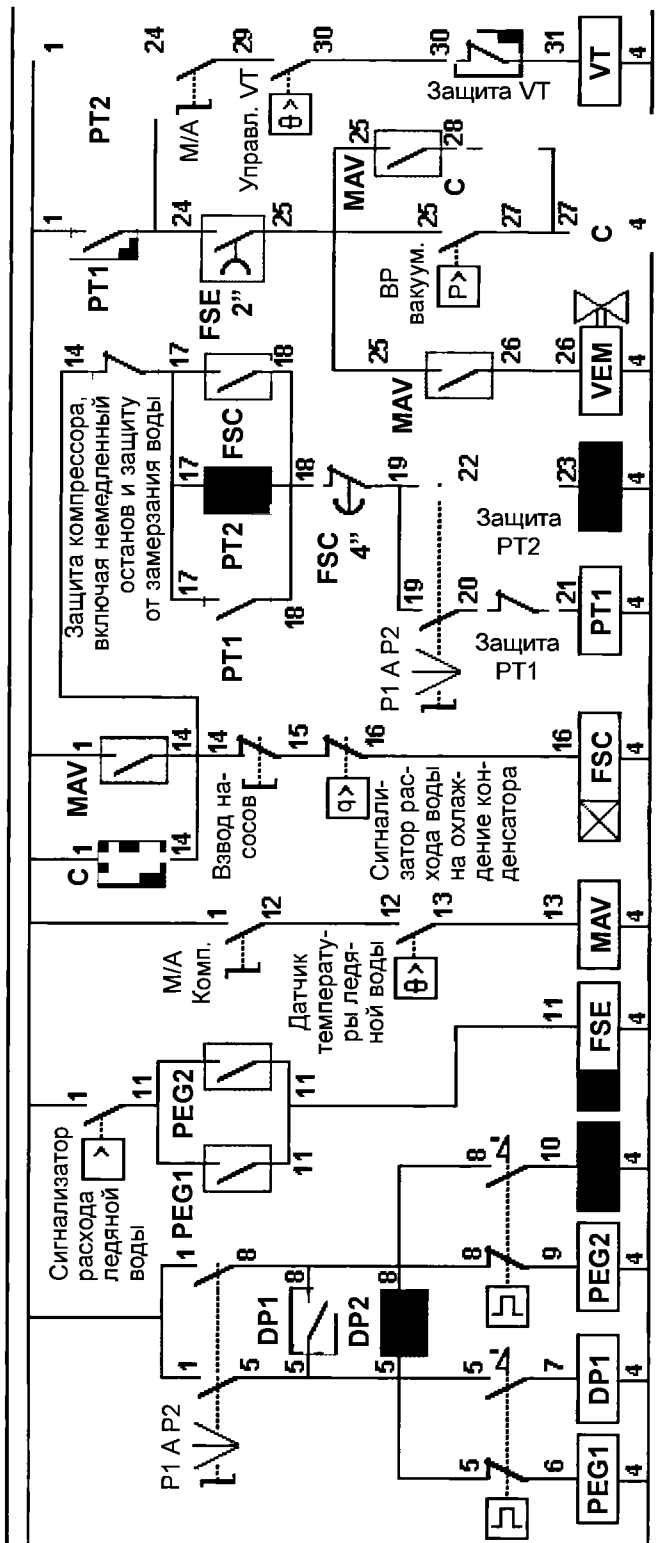


Рис. 100.22.

Решение упражнения 7

Прежде всего подчеркнем, что эта установка не имеет воздухоохладителя с непосредственным кипением хладагента для охлаждения воздуха, поэтому производство ледяной воды вполне может продолжаться, даже если вентилятор воздухоохладителя не работает. С другой стороны, нет сомнения в том, что нельзя оставлять компрессор работающим, если не обеспечивается необходимый расход ледяной воды (см. раздел 82).

Подключение двигателей двух насосов для перекачки ледяной воды PEG1 и PEG2 (см. рис. 100.22) с автоматическим переключением в случае отказа одного из них см. в разделе 100.3.

Новинка заключается в том, чтобы использовать нормально замкнутые контакты 15-16 сигнализатора расхода воды на охлаждение конденсатора для защиты работающего насоса градирни (PT1 или PT2) в случае падения расхода. Когда контакты 1-14 MAV разрешают пуск насоса градирни, подается напряжение на обмотку 16-4 реле времени сигнализатора расхода воды через конденсатор FSC, его контакты 17-18 замыкаются и запускают насос градирни, выбранный переключателем.

Как только насос запускается, контакты 17-18 реле FSC шунтируются контактами пускателя насоса (17-18 PT1 или 17-18 PT2 в зависимости от того, какой насос запустился)...

Если расход воды достиг заданной величины, контакты 15-16 сигнализатора расхода размыкаются и с обмотки его реле времени FSC (контакты 16-4) снимается напряжение. Тот насос, который был запущен, продолжает свою работу. Если за заданное время (до 4-х секунд) расход воды не достигает заданной величины, контакты 15-16 сигнализатора расхода не размыкаются и обмотка 16-4 реле време-

ни FSC остается под напряжением. В этом случае спустя 4 секунды после запуска насоса замыкаются контакты 18-19 реле времени FSC и насос останавливается (в некоторых случаях может появиться необходимость увеличения времени задержки срабатывания).

Компрессор будет также запущен (или, по крайней мере, будет подано напряжение на электромагнитный клапан VEM в течение 4-х секунд), но, поскольку реле FSC осталось под напряжением, его контакты 18-19 тоже останутся разомкнутыми и ни один из насосов градирни не сможет запуститься. Чтобы снять напряжение с реле времени FSC и вновь попытаться запустить насос градирни, а следовательно, и компрессор, нужно нажать кнопку ручного взвода насосов 14-15. Заметим, что для предотвращения запуска компрессора до тех пор, пока вы не убедились в том, что расход воды через конденсатор достиг заданной величины, можно, например, увеличить время задержки замыкания контактов 1-24 PT1 и 1-24 PT2 до значения, превышающего значение настройки реле времени FSC и размыкания его контактов 18-19 (например, до 6-ти секунд).

В случае падения расхода ледяной воды напряжение с контактов 11-4 реле времени FSE сигнализатора расхода воды через испаритель снимается. После этого нормально замкнутые контакты 24-25 реле FSE переводятся в ждущий режим. Если за время более 2-х секунд расход воды через испаритель не достиг заданной величины, контакты 24-25 реле FSE замыкаются, после чего компрессор немедленно останавливается и закрывается электромагнитный клапан на жидкостной магистрали хладагента VEM.

Итак, в случае падения расхода воды работающий насос градирни останавливается по команде его сигнализатора расхода, что защищает насос от работы “всухую”. В такой же ситуации насос по перекачке ледяной воды будет продолжать работу (чтобы усовершенствовать систему, мы можем добавить в контур ледяной воды реле контроля давления воды, см. раздел 91).

При одном из двух работающих насосов ледяной воды PEG и одном из двух работающих насосов градирни PT, если их расходы соответствуют заданным значениям, контакты 25-26 MAV замыкаются и после того, как замкнутся контакты 25-27 реле НД (BP), подают напряжение на электроклапан VEM и пускатель компрессора С (контакты 27-4).

Таким образом, подведем итог условий работы компрессора:

- ▶ Компрессор запускается, если один насос ледяной воды выключен, а другой автоматически запущен. Кратковременное отключение реле FSE не оказывает влияния на работу компрессора, который продолжает функционировать.
- ▶ При падении расхода ледяной воды ниже заданного уровня компрессор останавливается через 2 секунды после этого падения.
- ▶ При падении расхода воды в контуре градирни насос градирни работает, а компрессор останавливается спустя 4 секунды.
- ▶ При срабатывании защиты насоса градирни (предохранитель и т.д.), ИЛИ при срабатывании защиты компрессора (защита от замерзания ледяной воды, предохранительные реле ВД и НД, реле контроля давления масла, встроенное тепловое реле, предохранитель и т.д.), ИЛИ при немедленной остановке компрессор мгновенно останавливается вследствие замыкания соответствующих контактов 14-17.

При размыкании контактов 12-13 датчика температуры ледяной воды EG снимается напряжение с обмотки 13-4 реле одномоментного вакуумирования MAV и его контакты тут же замыкаются. Однако установка продолжает работать благодаря замкнутым контактам 1-14 пускателя компрессора С. Размыкание контактов 25-26 реле MAV снимает напряжение с электроклапана VEM и компрессор начинает вакуумирование испарителя. Поскольку при этом замыкаются и контакты 25-28 реле MAV, остановка компрессора происходит по команде реле вакуумирования BP за счет размыкания его контактов 25-27. В этот момент снимается напряжение с пускателя компрессора С, его контакты 1-14 размыкаются и все агрегаты останавливаются. Однако насос ледяной воды PEG продолжает работу.



С целью упрощения на схеме (рис. 100.22) не показаны сигнальные лампы, картерный нагреватель, защита компрессора от режима циклирования, регулирование производительности компрессора и т. д.

Г) Настройка средств защиты по ВД

В качестве примера возьмем компрессор с конденсатором водяного охлаждения и открытой градирней, и рассмотрим устройства автоматики, способные выключать компрессор в случае чрезмерного возрастания ВД.

В общем случае у нас имеются три предохранительных устройства (см. рис. 100.23):

Поз. 1. Предохранительное реле ВД, которое останавливает компрессор, если давление нагнетания достигает значения, превышающего максимально допустимое.

Поз. 2. Предохранительный клапан НД, соединенный с конденсатором, который начинает стравливать избыточное давление хладагента в окружающую среду, если оно превысило давление настройки клапана.

Поз. 3. Сигнализатор расхода воды через конденсатор, который останавливает компрессор, если расход воды упал ниже минимально допустимого значения.

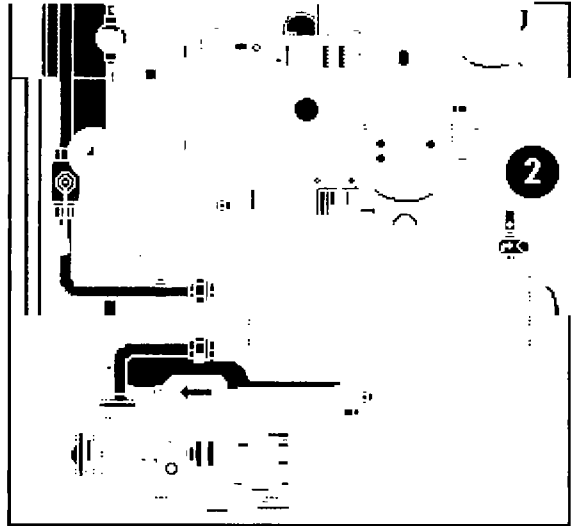


Рис. 100.23.

Какой же должна быть настройка каждого из перечисленных устройств?

Предохранительное реле ВД.

Поскольку в контуре охлаждения конденсатора имеется открытая градирня, температура воды на входе в конденсатор зависит от температуры наружного воздуха по влажному термометру (см. раздел 73). Если она, например, равна 21°C, можно будет охладить воду как минимум до 27°C (принимая высоту градирни примерно 6 К). В этом случае датчик температуры воды на выходе из градирни должен давать команду на выключение вентилятора градирни при температуре воды на выходе из градирни примерно 28°C (чтобы обеспечить гарантированный запас по температуре) и на запуск вентилятора – при температуре 30°C, если дифференциал датчика установить на уровне 2 К.

При максимальной температуре воды на входе в конденсатор 30°C (см. раздел 73) давление конденсации ВД в случае нормальной работы конденсатора может соответствовать максимальной температуре конденсации 45°C, то есть около **10,6 бар** для R134a, чуть больше **16 бар** для R22 или R407C, немного больше **19 бар** для R404A и **26 бар** для R410A. Следовательно, уровень настройки срабатывания предохранительного реле ВД зависит от используемого в установке хладагента.

Возьмем в качестве примера максимальное давление конденсации при работе установки 16 бар. Настройка предохранительного реле ВД на уровень давления, приводящий к остановке компрессора, должна быть, как правило, на 3...4 бара выше максимального давления конденсации (чтобы учесть возможность загрязнения конденсатора, деградацию характеристик градирни и т. д.), то есть в нашем примере от 19 до 20 бар*.

* Здесь автор не совсем прав. Настройку предохранительного реле ВД следует производить исходя из максимально допустимого для данного компрессора давления конденсации при номинальном давлении кипения. Значение максимально допустимого давления конденсации определяется по паспорту компрессора (в частности, по данным о рабочем диапазоне компрессора) (прим. ред.).

Предохранительный клапан ВД.

Как правило, он настраивается на давление срабатывания, которое на 3...4 бара должно превышать давление срабатывания предохранительного реле ВД (то есть в нашем примере от 22 до 24 бар). Подумайте о том, что произойдет, если в нашем случае установить предохранительный клапан, настроенный на срабатывание при давлении, например, 17 бар!

Сигнализатор расхода охлаждающей воды.

Мы уже объясняли, как настраивать сигнализатор расхода ледяной воды (*см. раздел 85*). Для гидравлического контура градирни сохраняется тот же самый подход: при данной температуре воды (в нашем примере от 28 до 30°C) и сигнализаторе расхода, настраиваемом для срабатывания при минимально допустимом значении расхода охлаждающей воды, начинают постепенно и понемногу закрывать вентиль (**поз. 4 на рис. 100.23**), чтобы снизить расход воды и, следовательно, повышать давление конденсации. Когда значение давления конденсации (ВД) приближается к давлению срабатывания предохранительного реле ВД (в нашем примере к 19 барам), настраивают контакт сигнализатора расхода на срабатывание. *Далее смотрите раздел 85...*

101. РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

101.1. РАБОТА И ПОДКЛЮЧЕНИЕ

Среди прочей холодильной автоматики есть одно устройство, которое внушает страх некоторым монтажникам – это реле контроля давления масла – прибор, который часто называют “прессостатом масла” и которым оснащается большинство компрессоров, если их холодопроизводительность превышает десяток кВт*.

Назначение этого прибора состоит в том, чтобы выключить компрессор, если давление масла на выходе из масляного насоса становится недостаточным для обеспечения нормальной смазки, и предотвратить механическое повреждение компрессора из-за нехватки масла.

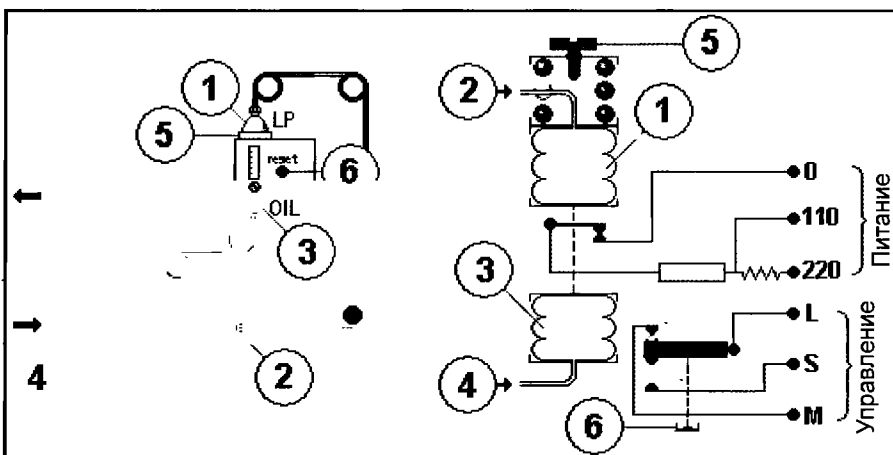


Рис. 101.1.

Реле контроля давления масла легко распознается по двум своим сильфонам, установленным друг против друга, как показано на рис. 101.1.

Реле контроля давления масла легко распознается по двум своим сильфонам, установленным друг против друга, как показано на рис. 101.1.

- Поз. 1. Верхний сильфон, обозначаемый литерами LP или VP (низкое давление НД), подключается к картеру компрессора и контролирует давление на входе в масляный насос.
- Поз. 2. Капиллярная трубка верхнего сильфона, которую, как мы увидим в дальнейшем, следует подсоединить непосредственно к картеру (штуцер 2 на левой схеме рис. 101.1).
- Поз. 3. Нижний сильфон, обозначаемый как OIL (масло) или HP (высокое давление ВД), контролирует давление на выходе из масляного насоса.
- Поз. 4. Капиллярная трубка нижнего сильфона подключается к выходу из масляного насоса (поз. 4 на левой схеме рис. 101.1).
- Поз. 5. Регулировочный винт, как правило выполненный в виде диска с насечкой, находится на стороне сильфона НД. На некоторых моделях настройка винта возможна только при снятой крышке корпуса реле.
- Поз. 6. Нехватка масла приводит к непоправимым механическим поломкам компрессора. Поэтому срабатывание реле никогда не должно приводить к работе компрессора в режиме “циклирования”. Чтобы не допустить этого, реле оснащается кнопкой ручного взвода “RESET”, позволяющей (квалифицированному специалисту) замкнуть контакты реле и обеспечить запуск компрессора после срабатывания реле**.

* Реле контроля давления масла используется, как правило, в поршневых компрессорах с принудительной системой смазки и только в тех случаях, когда компрессор оборудован масляным насосом (прим. ред.).

** Делать это следует только после того, как будет установлена и устранена причина срабатывания реле контроля давления масла.

А) РАБОТА ПРИБОРА

Для начала рассмотрим работу механических деталей реле (см. рис. 101.2, схемы 1 и 2).

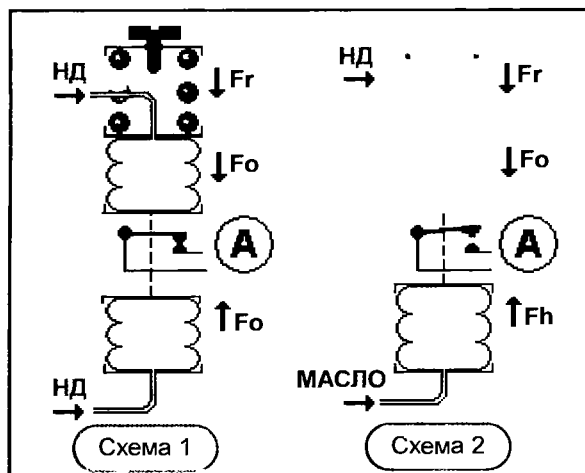


Рис. 101.2.

Очень скоро мы увидим, чем управляет контакт А. Но прежде всего важно понять, что:

- ▶ **Компрессор выключен.** Масляный насос, установленный на валу компрессора, не работает. Давление масла, измеренное масляным манометром, соответствует давлению на входе в компрессор (НД) при неработающем компрессоре (см. верхнюю схему на рис. 101.3 все три манометра показывают одинаковое давление 6 бар).
- ▶ **Компрессор работает.** Давление в картере равно давлению всасывания (например, 5 бар). Масляный насос на приводном валу компрессора вращается, давление масла, измеренное масляным манометром, повышается (например, до 8 бар, см. нижнюю схему на рис. 101.3).

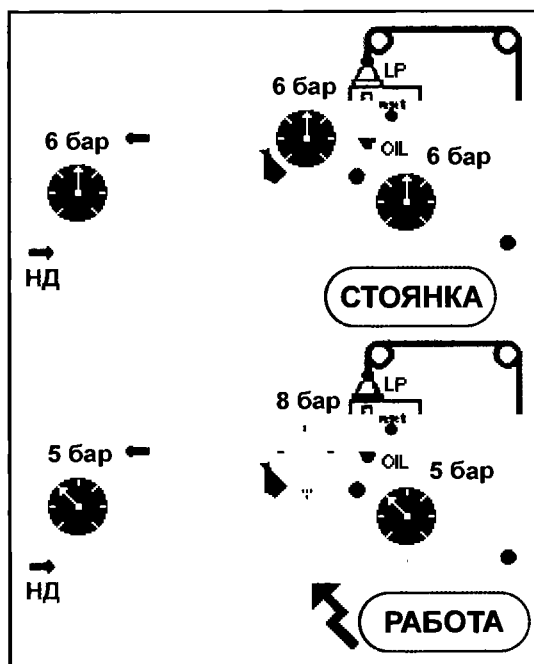


Рис. 101.3.

УПРАЖНЕНИЕ 1

Чему равен перепад давления на масляном насосе в нижней схеме на рис. 101.3? (В случае необходимости вновь изучите раздел 76).

Решение на следующей странице...

Решение упражнения 1

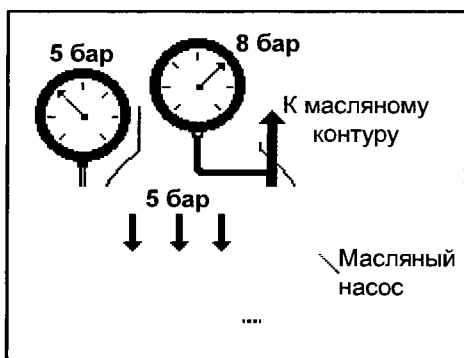


Рис. 101.4.

Давление на входе в масляный насос равно давлению в картере, то есть в нашем примере 5 бар (см. рис. 101.4).

Давление, измеренное на выходе из насоса, равно 8 бар. Следовательно, перепад давления, обеспечиваемый масляным насосом, равен $8 - 5 = 3$ бара.

Перепад давления на масляном насосе равен разности между давлением на выходе из насоса и давлением на входе в него.

Вновь рассмотрим предыдущий пример и допустим, что регулировочный винт настроен на давление 2,5 бар.

▶ Если давление на выходе из масляного насоса составляет, например, только 6,5 бар, перепад давления на нем равен $6,5 - 5 = 1,5$ бар (см. схему слева на рис. 101.5). Эта разность меньше настройки пружины и контакт А остается замкнутым.

▶ С другой стороны, если перепад давления на насосе выше настройки пружины (например, $8 - 5 = 3$ бара, см. правую схему на рис. 101.5), контакт А размыкается.

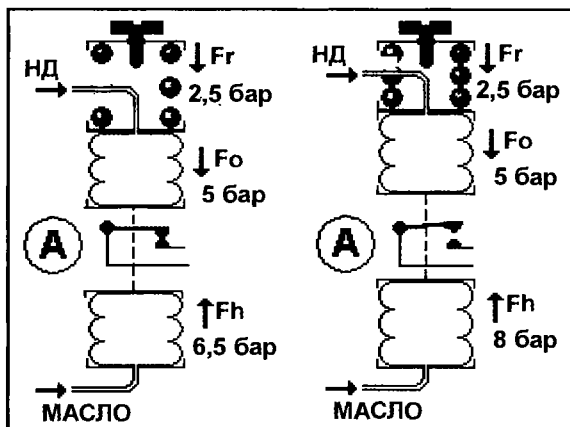


Рис. 101.5.

УПРАЖНЕНИЕ 2

Если давление масла слишком мало, контакт А замкнут. И наоборот, когда давление масла в норме, контакт А разомкнут.

Можно ли контакт А последовательно соединить с катушкой С пускателя компрессора (см. рис. 101.6)?

*Попробуйте подумать,
прежде чем знакомиться с ответом...*

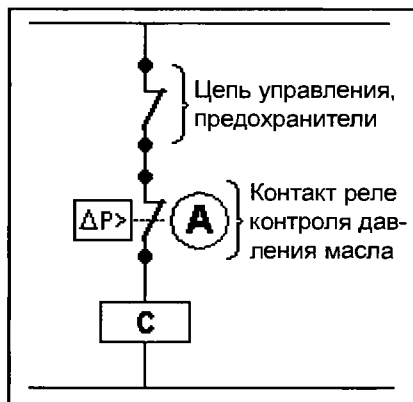


Рис. 101.6.

Решение упражнения 2

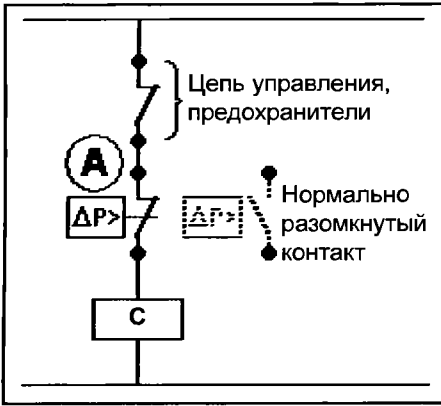


Рис. 101.7.

Если контакт А соединен последовательно с катушкой пускателя С, то с момента запуска компрессора:

- ▶ При малом давлении масла контакт А оставался бы замкнутым и компрессор работал бы без смазки, что наверняка привело бы к поломке!
- ▶ При повышении давления масла и достижении его нормальной величины контакт А разомкнулся бы и компрессор сразу же остановился!

Заметим, что при использовании нормально разомкнутого контакта (см. рис. 101.7) мы просто не смогли бы запустить компрессор, поскольку при выключенном компрессоре нет давления, которое могло бы замкнуть этот контакт!

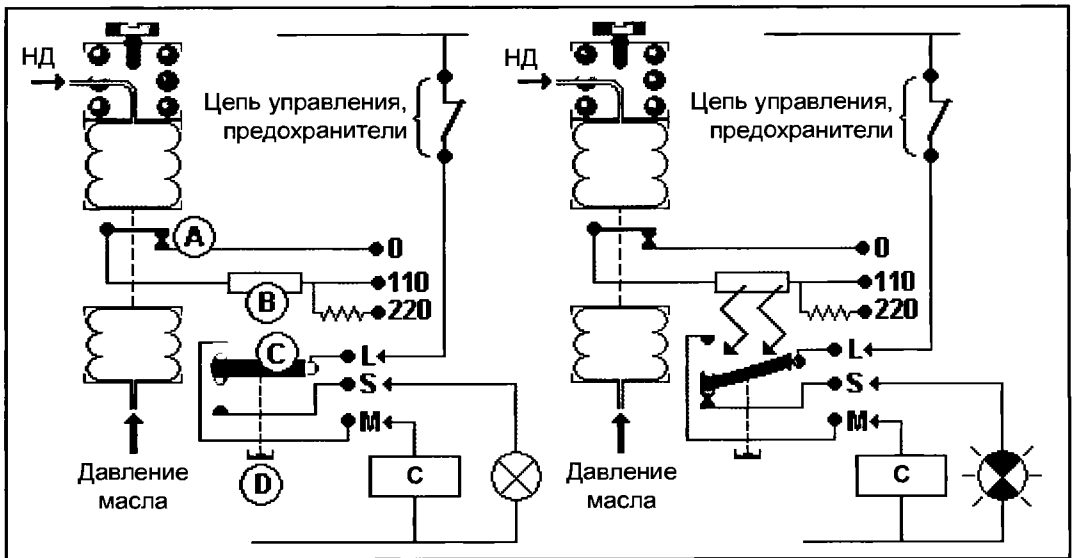


Рис. 101.8.

Теперь рассмотрим, для чего же нужен контакт А.

Пускатель компрессора (катушка С, см. рис. 101.8) последовательно соединен с контактом L-M (нормально замкнутым) реле контроля давления масла. Когда возникает потребность в холоде, то при замкнутых контактах цепи управления, предохранительных устройств (реле ВД, НД, и т.п.) и вспомогательных элементов (датчика расхода, насосов и т.п.) компрессор запускается. С этого момента:

- ▶ **Пока давление масла слишком мало:** контакт А остается замкнутым и подает напряжение на нагреватель В (далее мы увидим как подключен этот нагреватель), который подогревает биметаллическую пластину С. Если давление масла не растет, нагрев биметаллической пластины приводит к ее деформации и размыканию контакта L-M. Это мгновенно останавливает компрессор и обеспечивает замыкание контакта L-S (загорается лампочка аварийной остановки компрессора из-за низкого давления масла, см. схему справа на рис. 101.8).

► Когда давление масла достигает заданного уровня: контакт А размыкается, с нагревателя В снимается напряжение и компрессор продолжает работать.

Итак, когда давление масла низкое, компрессор отключается не сразу. Вначале на нагреватель реле подается напряжение и начинается подогрев биметаллической пластины. Должно пройти какое-то время, чтобы пластина нагрелась, деформировалась и разомкнула контакт L-M (одновременно замкнув контакт L-S). Продолжительность временной задержки (указана на приборе) должна быть оговорена при заказе реле. В стандартном исполнении реле контроля давления масла могут иметь задержку в 45, 60, 90 или 120 секунд.

Кроме того, после срабатывания биметаллическая пластина блокируется механическим стопором в положении L-S и делает невозможным повторный запуск компрессора. После того, как будет установлена и устранена причина срабатывания реле, его можно взвести вручную, нажав на кнопку D (см. схему слева на рис 101.8).

При работе компрессора давление масла может падать ниже допустимого уровня (по какой бы-то ни было причине), а потом подниматься, затем опять падать и т.д. При этом контакт А будет то замыкаться, то размыкаться, однако на работу компрессора это не влияет. Вместе с тем, каждый раз, когда контакт А замыкается, подается напряжение на электронагреватель В и биметаллическая пластина начинает нагреваться. Когда давление масла поднимется, контакт А вновь разомкнется и питание с нагревателя будет снято (но тепло, которое передалось биметаллической пластине, останется). Если пульсации давления масла продолжатся с достаточно высокой частотой, нагреватель не будет успевать остыть, что приведет к срабатыванию реле, которое остановит компрессор (время, когда это произойдет, зависит от частоты размыкания/замыкания контакта А и величины временной задержки реле).

УПРАЖНЕНИЕ 3

Электронагреватель, предназначенный для подогрева биметаллической пластины, рассчитан на работу при напряжении либо 220 В, либо 110 В (такое напряжение все еще используется во многих странах). Следовательно, на нагреватель может быть подано напряжение либо 110 В (клеммы 0 и 110 на рис. 101.9), либо 220 В (клеммы 0 и 220). В последнем случае последовательно с нагревателем устанавливают дополнительное “гасящее” сопротивление.



Если напряжение 220 В “случайно” будет подано на клемму 110, нагреватель сразу же “сгорит” и реле выйдет из строя (см. раздел 55).

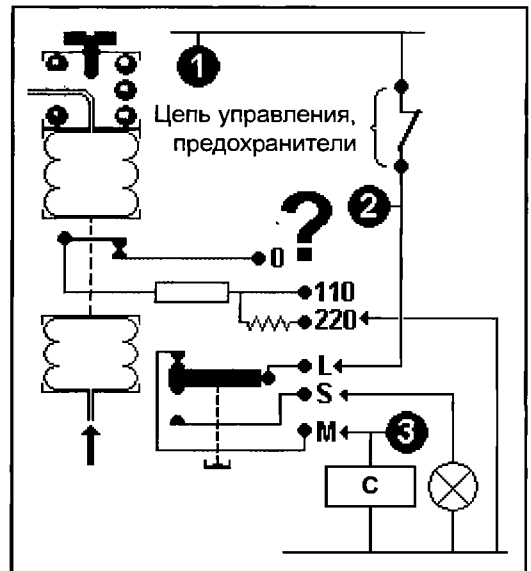


Рис. 101.9.

Цепь управления компрессором запитана напряжением 220 В, клемма 220 подключена к нулевому проводу (см. рис. 101.9). К какому проводу следует подключить клемму 0 реле? К проводу 1? К проводу 2? К проводу 3? Проанализируйте эти 3 варианта и попробуйте найти правильное решение.

Ответ на следующей странице...

Решение упражнения 3

На электросхемах, которыми обычно снабжаются холодильные установки, реле контроля давления масла изображают в упрощенном виде.

Чтобы облегчить решение задачи, изобразим подробную схему реле (см. схему слева на рис. 101.10).

Между клеммами 0 и 220 находится контакт А, который размыкается, отключая питание электроннагревателя В при росте давления масла. Между клеммами L и M находится биметаллическая пластина С, которая при росте температуры деформируется и разрывает цепь L-M. Возвратить пластину в исходное положение можно вручную с помощью кнопки D (см. схему справа на рис. 101.10).

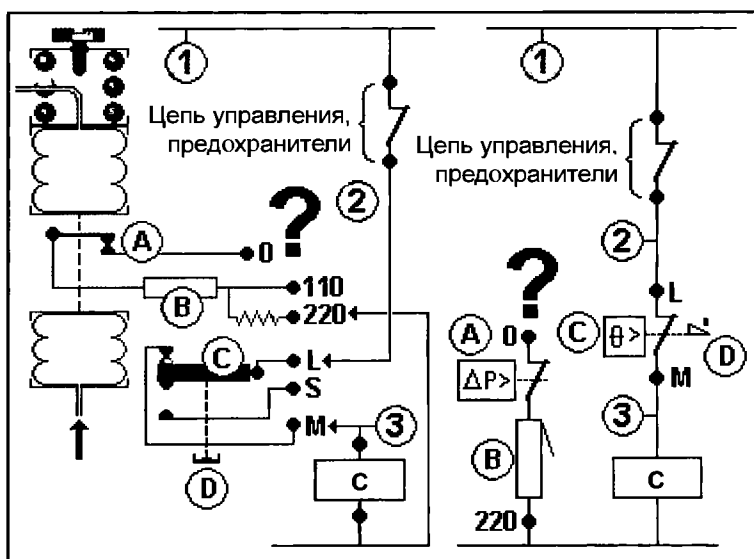


Рис. 101.10.

Что произойдет, если клемму 0 соединить с проводом 1?

Как только компрессор остановится (например, по команде терморегулятора), давление масла упадет и станет равным давлению в картере, что абсолютно нормально.

В этот момент контакт ΔP замыкается (см. рис. 101.11). Если клемма 0 соединена с проводом 1, на электроннагреватель будет постоянно подаваться напряжение. В результате, после прошествия времени задержки реле, цепь L-M разомкнется, что потребует обязательного вмешательства обслуживающего персонала для того, чтобы вновь запустить компрессор. Таким образом, при данной схеме соединения любая остановка компрессора, независимо от ее причины, неизбежно привела бы к срабатыванию реле контроля давления масла: это неприемлемый вариант!

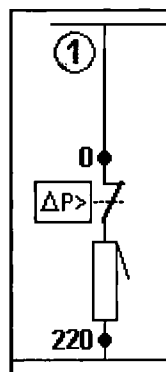


Рис. 101.11.

Если клемма 0 соединена с проводом 2?

В этом случае после остановки компрессора (по команде терморегулятора при срабатывании предохранительных устройств и служебных приборов) провод 2 отключается от напряжения, следовательно и с клеммы 0 напряжение будет снято.

Если теперь компрессор запустится, а давление масла в течение достаточно длительного промежутка времени останется ниже требуемого уровня, то на электроннагреватель будет подаваться напряжение и цепь L-M разорвется, после чего компрессор сразу же остановится (см. рис. 101.12).

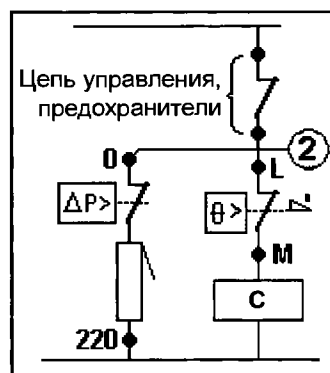


Рис. 101.12.

Однако нет ли в этой схеме недостатков?

Рассмотрим ее более внимательно. Представим, что при работающем компрессоре давление масла упало и через отрезок времени, превышающий время задержки, реле сработало и остановило компрессор, разорвав цепь L-M. Это совершенно правильно, но провод 2 (а следовательно, и клемма 0) останется при этом под напряжением, нагреватель будет запитан и также останется под напряжением, хотя компрессор уже не работает.

С одной стороны, это может привести к перегреву нагревателя и его “перегоранию”. С другой стороны, биметаллическая пластина будет постоянно нагреваться и любая попытка взвести реле нажатием на кнопку “Сброс” останется безрезультатной. Реле можно взвести только тогда, когда биметаллическая пластина остынет.



После срабатывания реле контроля давления масла, когда с нагревателя будет снято напряжение, как правило, должно пройти от 4 до 6 минут, прежде чем можно будет вновь взвести реле нажатием на кнопку “Сброс”.

Если клемма 0 соединена с проводом 3?

Если реле сработает из-за падения давления масла при включенном компрессоре, то есть так же, как и в предыдущем случае, цепь L-M будет разорвана. Однако на этот раз напряжение с провода 3 будет снято.

Электронагреватель останется без питания, биметаллическая пластина остынет и реле без труда может быть вновь взведено.

Заметим, что в данной схеме (см. рис. 101.13), в случае, когда выключен пускатель компрессора С (или при обрыве одного из двух проводов катушки пускателя), компрессор не работает, хотя провод 3 находится под напряжением. При этом нагреватель так же остается под напряжением и, поскольку давление масла низкое (компрессор остановлен), произойдет ложное срабатывание реле, взвести которое будет невозможно, как и в предыдущем случае.

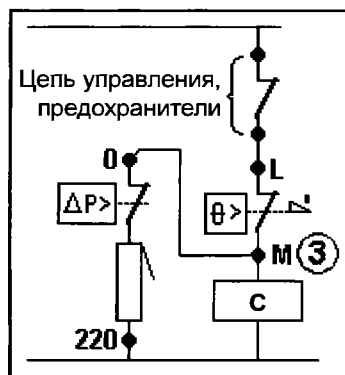


Рис. 101.13.

Какое же решение следует считать наилучшим?

По мере чтения настоящего раздела вы увидите, что иногда очень непросто найти причину срабатывания реле контроля давления масла.

Поэтому автор рекомендует, если это возможно, подключать электронагреватель биметаллической пластины к сети через нормально разомкнутый контакт пускателя компрессора С, как показано на рис. 101.14.

При такой схеме любое отключение компрессора, чем бы оно ни было вызвано, исключает любую возможность нежелательной подачи напряжения на нагреватель.

Эта маленькая предосторожность избавит вас от множества неприятных сюрпризов.

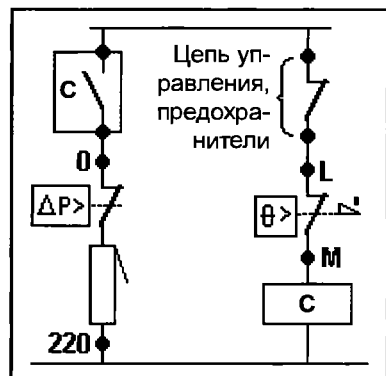


Рис. 101.14.

Б) ПРОВЕРКА НЕИСПРАВНОСТИ РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

При техническом обслуживании компрессоров, оснащенных реле контроля давления масла, настоятельно рекомендуется периодически проверять исправность последнего.

- ▶ Некоторые реле имеют проверочную кнопку, которая иногда расположена на крышке или под крышкой. Длительное нажатие этой кнопки должно приводить к срабатыванию реле через x секунд (x может быть равно 45, 60, 90 или 120 секунд): время задержки срабатывания указывается на кожухе реле.
- ▶ Если компрессор оборудован выключателем, который размыкает только силовые цепи (и не размыкает цепи управления), его легко задействовать для снятия напряжения с обмотки двигателя компрессора. Пускатель C остается при этом под напряжением, но двигатель не вращается. Поскольку при этом давление масла отсутствует, реле должно сработать точно также, как и в предыдущем случае, спустя x секунд временной задержки.
- ▶ Если вместо выключателя компрессор оборудован рубильником с плавкими предохранителями (см. рис. 101.15), можно снять предохранители, потом замкнуть рубильник. Срабатывание реле должно произойти также, как и в предыдущих случаях.

Если ни один из трех вариантов не применим, следует подумать о том, как можно принудительно добиться срабатывания реле либо путем механического воздействия на него, либо изменяя электрическую схему.

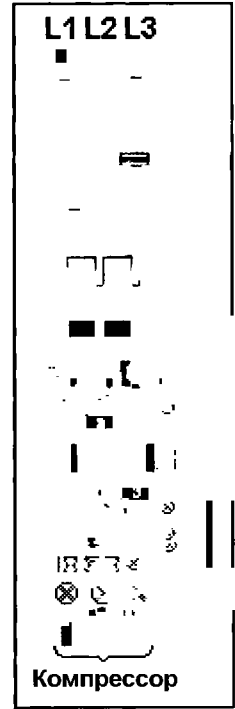


Рис. 101.15.

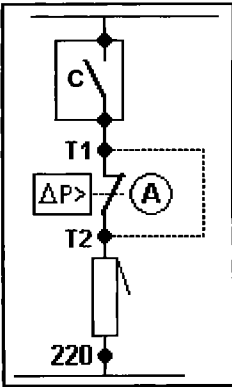


Рис. 101.16.

На рис. 101.16 реле принуждают сработать при работающем компрессоре за счет установки шунта на контакте A , который подает напряжение на нагреватель (этот контакт иногда доступен без съема крышки и обозначается либо цифрами 1 и 2, либо как $T1$ и $T2$).

Однако, если невозможно добиться принудительного срабатывания реле за счет электрики, то у вас действительно не остается ничего другого, кроме механического воздействия! В этом случае вы можете попробовать (разумеется, при работающем компрессоре), используя отвертку, как показано на рис. 101.17, воздействием на верхний и нижний сильфоны изменить баланс сил $Fr + Fo$

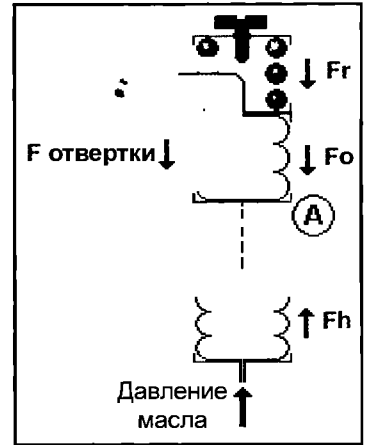


Рис. 101.17.

и замкнуть контакт A . Делать это нужно очень аккуратно, чтобы не повредить прибор. Заметим, что такая операция не совсем удобна, особенно если временная задержка реле составляет 120 секунд!



Следите за тем, чтобы не нарушить настройку реле и внимательно изучите схему, которая наносится на внутренней стороне крышки реле: как правило, на ней наносится маркировка клемм.



Помните, что если нагреватель "перегорел", то он не сможет нагревать биметаллическую пластину и реле не отключит компрессор в случае неисправности системы смазки.

В) МОНТАЖ РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

Неправильный монтаж реле контроля давления масла является причиной многих нарушений в работе системы. Поэтому сейчас мы изучим несколько простейших правил, которые следует строго выполнять, чтобы предотвратить множество неприятностей.

Если компрессор поступил с завода уже укомплектованный реле контроля давления масла, значит, скорее всего, реле установлено на нем по всем правилам.

Однако, если вы устанавливаете это реле самостоятельно, имейте в виду, что корпус реле не рекомендуется устанавливать ниже уровня масла в картере (см. рис. 101.18), чтобы не допустить попадания инородных тел (металлические частицы, крупинки припоя или флюса и т.д.) внутрь сильфонов.

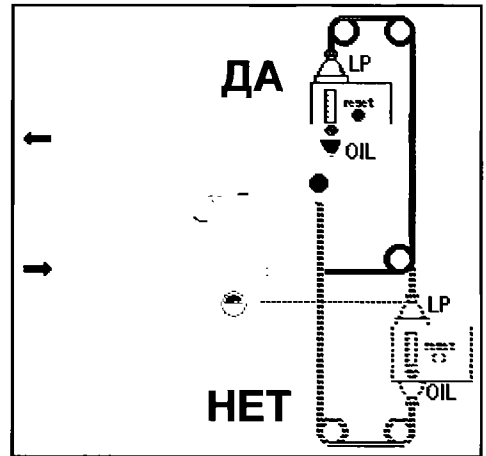


Рис. 101.18.

Сильфон "LP" (НД) должен быть постоянно соединен с полостью картера компрессора, поэтому не следует подсоединять его к технологическому отверстию запорного вентиля всасывания, который может быть отсечен от всасывающей полости компрессора (см. рис. 101.19).

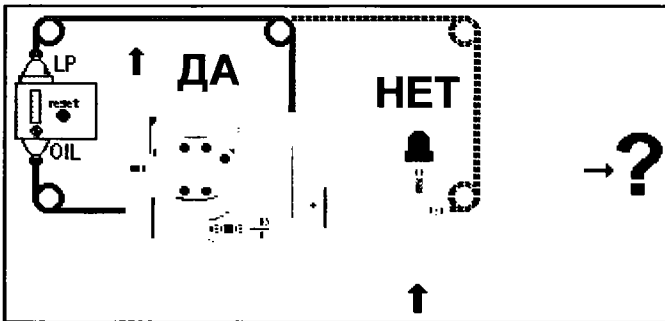


Рис. 101.19.

В данном примере, если кто-либо полностью откроет всасывающий вентиль, он тем самым перекроет отверстие для отбора давления на всасывании. Тогда в сильфоне НД (независимо от того, работает компрессор или нет) давление всегда будет равно той величине давления всасывания, которая была в момент перекрытия технологического отверстия.

Чтобы лучше понять, как в этом случае будет работать реле, представим, что при работе компрессора давление всасывания (НД) равно 4 барам, а перепад давления на масляном насосе равен 3 бар (то есть номинальное значение давления масла на выходе из насоса равно $4 + 3 = 7$ бар). Реле контроля давления масла настроено таким образом, чтобы выключить компрессор, если перепад давления на насосе ΔP опускается ниже 2,5 бар.

При этом могут иметь место 2 варианта:

- ▶ В момент перекрытия технологического отверстия давление в полости сильфона НД повысилось (например, до 6 бар). Даже если при работе компрессора давление масла равно номинальному значению в 7 бар, на реле контроля давления масла разность давлений ΔP составит $7 - 6 = 1$ бар и компрессор будет остановлен.
- ▶ В момент перекрытия технологического отверстия давление на всасывании, а следовательно, и в полости сильфона НД упало (например, до 2 бар). Если даже давление масла на выходе из насоса упадет (например, до 5 бар вместо 7 бар), разность давлений на реле ΔP составит $5 - 2 = 3$ бара и компрессор продолжит работу, хотя давления масла явно недостаточно для нормальной смазки: это стопроцентная гарантия того, что компрессор выйдет из строя!

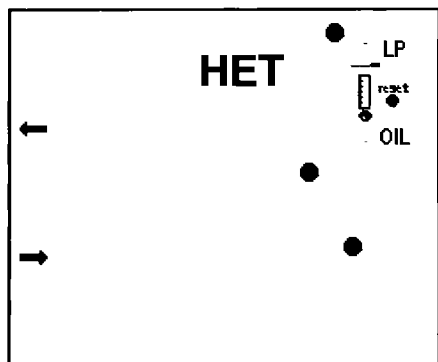


Рис. 101.20.

На схеме (рис. 101.20) монтажник перепутал 2 сиффона. Сиффон “LP” (НД) он подключил к выходу из масляного насоса, а сиффон “OIL” (масло) – к полости картера!

При работе сиффон “OIL” постоянно будет находиться под действием более низкого давления, чем сиффон “LP” и компрессор все время будет выключаться по команде реле контроля давления масла, даже если давление масла вполне нормальное.

Автор припоминает, что ему довелось видеть установку, на которой реле контроля давления масла было подключено именно так, как показано на рис. 101.20.

Недостаточно компетентному ремонтнику надоели бесконечные отключения компрессора, он поставил шунт между контактами L и M реле, и компрессор благополучно “отдал богу душу”.

К сожалению, в практике автора встречались еще более “фантастические” варианты монтажа реле контроля давления масла. На схеме А рис. 101.21 можно заметить, что:

- ▶ Поз. 1. Сиффон “OIL” подключен к отверстию, которое предназначено для слива масла и которое всегда находится в самой нижней точке картера.
- ▶ Поз. 2. Отверстие для заполнения масляного насоса маслом позволяет залить масло непосредственно в насос, что используется во время операций по межремонтному обслуживанию компрессора (или после замены масляного насоса), чтобы предотвратить работу компрессора без масла после его запуска из-за того, что масляный насос будет долго выходить на режим.
- ▶ Поз. 3. Штуцер отбора давления на выходе из масляного насоса.

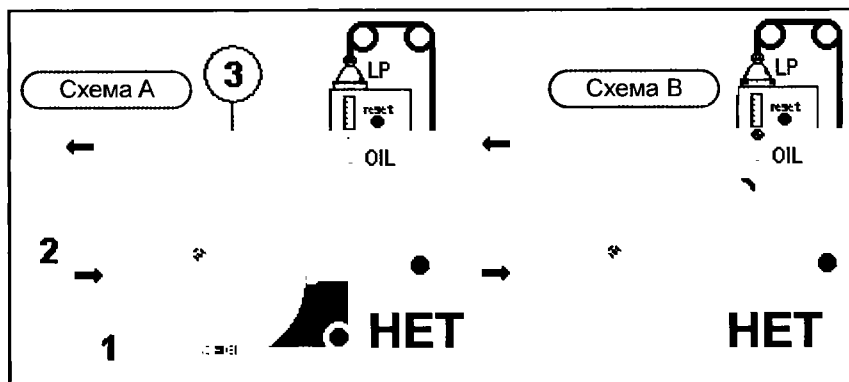


Рис. 101.21.

Разумеется, сиффоны “OIL” ни в коем случае нельзя подключать ни к сливному отверстию, ни к отверстию для заполнения насоса маслом (см. схему В на рис. 101.21), поскольку в обоих случаях никакого перепада давлений на реле не будет и компрессор

будет постоянно останавливаться в результате срабатывания реле контроля давления масла.



Итак, будьте внимательны, и если вы самостоятельно монтируете реле контроля давления масла, то строго соблюдайте рекомендации производителя. При устранении неисправностей, сопровождающихся срабатыванием реле, очень тщательно проверяйте электрические соединения и подключение сиффонов реле.

Заканчивая анализ проблем, связанных с установкой реле контроля давления масла, представляется полезным напомнить еще одну деталь. Если вам для подключения сильфонов к соответствующим полостям компрессора предстоит самостоятельно развальцовывать трубки, необходимо особо тщательно заботиться о качестве развальцовки (см. раздел 58).

При затяжке накидных гаек на штуцерах реле всегда пользуйтесь двумя ключами (см. рис. 101.22), чтобы добиться качественной затяжки без риска “свернуть” сильфоны или повредить их.

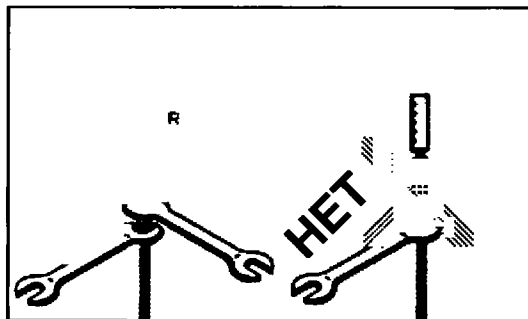


Рис. 101.22.

Г) НЕКОТОРЫЕ ВАЖНЫЕ НАПОМИНАНИЯ

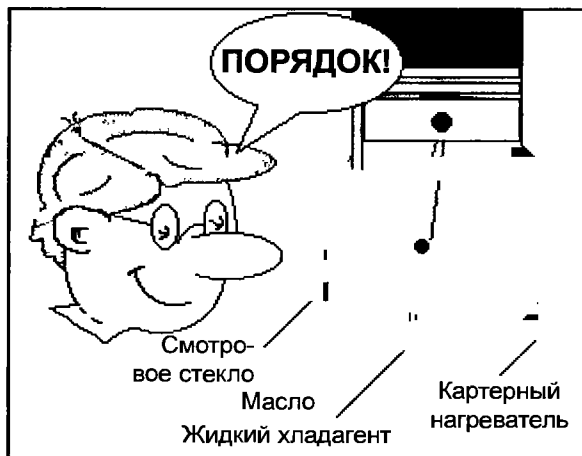


Рис. 101.23.

Во многих случаях срабатывание реле контроля давления масла вызвано либо неграмотным монтажом, либо, что еще чаще, неправильным подключением электрооборудования. **Помните об этом!**

Если компрессор отключился и вы обнаружили, что сработало реле контроля давления масла (см. раздел 54), первое, что вы должны сделать – это проверить уровень масла в смотровом стекле. Уровень масла должен составлять не менее 1/3 и не более 2/3 высоты смотрового стекла.

Полезно вспомнить, что иногда уровень масла может показаться нормальным, однако на самом деле это будет ошибочное заключение из-за того, что в картере находится большое количество жидкого хладагента (см. рис. 101.23). Напомним, что этот тип неисправности может привести к вскипанию хладагента и уносу масла из компрессора с последующим его выходом из строя (подробно эта проблема рассматривается в разделе 28).

Проверьте также работу картерного нагревателя (см. разделы 28 и 84).

УПРАЖНЕНИЕ 4

Картерный нагреватель мощностью 150 Вт предназначен для работы при напряжении 240 В. Что произойдет, если по ошибке вы подадите на него напряжение 24 В?

Как изменится его мощность (см. рис. 101.24)?

Ответ смотри на следующей странице...

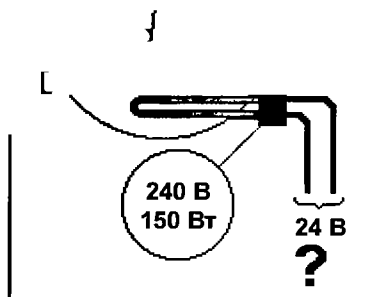


Рис. 101.24.

Решение упражнения 4

Мы уже обсуждали возможные последствия падения напряжения (см. раздел 55).

Напомним, что тепловая мощность нагревателя пропорциональна квадрату напряжения питания.

Таким образом, если напряжение стало меньше в 10 раз, то тепловая мощность будет $150 / 10^2 = 1,5$ Вт вместо 150 Вт. Не стоит и говорить о том, что нагреватель при этом совсем перестанет греть (см. рис. 101.25)!

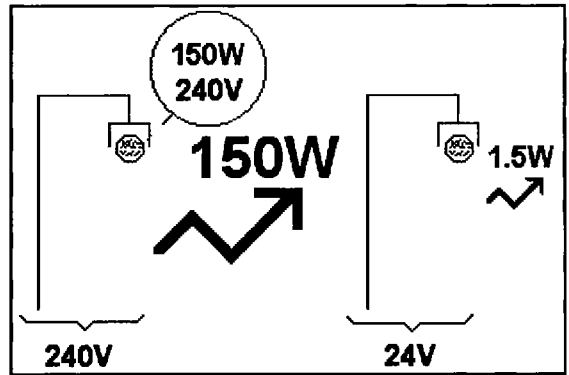


Рис. 101.25.

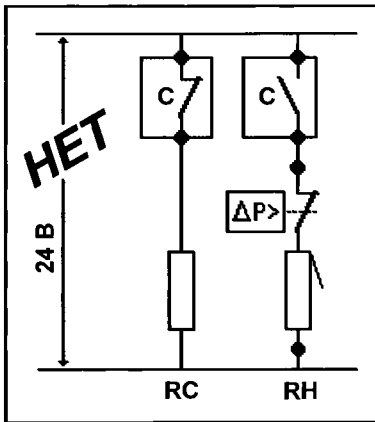


Рис. 101.26.

Цепи управления, как правило, запитываются напряжением 24 В. Будьте внимательны! Обычные картерные нагреватели (также, как и реле контроля давления масла) не смогут работать при таком низком напряжении. Электросхема должна быть выполнена таким образом, чтобы указанные приборы были подключены к первичной обмотке трансформатора 220/24 В.

В примере на рис. 101.26 картерный нагреватель RC, запитанный напряжением 24 В, не сможет нагреть масло: это все равно, что его нет!

Там же показан нагреватель биметаллической пластины реле RH, запитанный напряжением 24 В. При таком подключении этот нагреватель не сможет подогреть пластину настолько, чтобы она деформировалась и отключила компрессор в случае падения давления масла.

Напомним, что срабатывание реле контроля давления масла может быть вызвано нарушениями в работе картерного нагревателя (если масло холодное, это может привести к накоплению жидкого хладагента на дне картера и уносу масла на запуске).



Когда вы приезжаете на ремонт, компрессор, как правило, не работает в течение довольно длительного периода. Прежде, чем запускать компрессор, всегда проверяйте, достаточно ли подогрет картер (его температура должна быть по крайней мере градусов на 20 выше температуры окружающей среды).

Большинство производителей компрессоров рекомендуют при первом запуске компрессора или после его длительной остановки включать картерный нагреватель как минимум за 24 часа перед запуском компрессора.

101.2. ПОЧЕМУ СРАБАТЫВАЕТ РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА?



Прежде, чем читать дальше, вспомните то, о чем мы только что говорили (работа реле, контроль функционирования, правила монтажа).

При условии, что реле контроля давления масла правильно установлено и подключено к электросхеме, а масло в картере подогрето, реле может сработать по множеству причин. Сейчас мы рассмотрим их, выделив два основных варианта:

- ▶ Реле срабатывает, хотя уровень масла в норме (расположен между 1/3 и 2/3 высоты смотрового стекла).
- ▶ Реле срабатывает, когда уровень масла упал (ниже 1/3 высоты смотрового стекла).



Рис. 101.27.

А) РЕЛЕ СРАБОТАЛО, ХОТЯ УРОВЕНЬ МАСЛА В НОРМЕ (см. рис. 101.27)

В этом случае неисправность может быть вызвана:

- ▶ Плохой работой насоса.
- ▶ Плохой настройкой реле.
- ▶ Плохой работой реле.

Рассмотрим более подробно каждую из этих причин.

Общие принципы контроля работы насоса

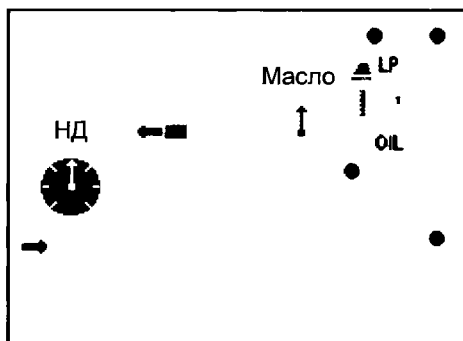


Рис. 101.28.

Прежде всего удостоверьтесь, что при выключенном компрессоре манометр НД и манометр давления масла показывают одно и то же давление (см. рис. 101.28).

Пользуйтесь только поверенными манометрами. Если манометры не поверены, результаты ваших измерений могут оказаться недостоверными и ваши выводы окажутся неправильными.

Не ленитесь вовремя сдавать манометры на проверку.

Если оба манометра поверены и при выключенном компрессоре показывают одно и то же давление, то перед тем, как взводить реле и запускать компрессор, чтобы померить давление на выходе из масляного насоса, **необходимо знать номинальное значение напора именно для того насоса, который установлен в вашем компрессоре.**

В самом деле, у разных производителей и у разных моделей компрессоров (а иногда даже для разных годов изготовления) номинальное значение напора масляного насоса может очень сильно различаться. Например:

- ▶ Компрессоры Carrier старых моделей 06D и 06E оборудованы масляными насосами с номинальным напором от 0,8 до 1,4 бар. Насосы новых моделей 06D и 06CC имеют напор от 1,2 до 1,8 бар (для компрессоров малой производительности) и от 0,8 до 2,3 бар (для более крупных моделей). Насосы моделей 5F, 5H, 06G и 06LH имеют напор от 2,7 до 4,1 бар.
- ▶ Большинство компрессоров Copeland оборудованы насосами с напором от 1,4 до 2,8 бар.
- ▶ Насосы компрессоров Trane моделей M и R имеют напор от 1,7 до 2,3 бар. Для моделей E и F напор насосов лежит в диапазоне от 3,5 до 4,1 бар.
- ▶ Насосы компрессоров York модели J типов A и B имеют напор от 1,7 до 2,8 бар. Начиная с типа E минимальный напор насоса превышает 4,1 бар.



Вышеприведенные значения указаны в качестве примера. Они могут претерпевать заметные изменения. Во всяком случае, руководствоваться следует только теми значениями номинальных напоров, которые даются самим производителем той или иной модели.



В случае сомнений относительно номинальной величины напора просмотрите техническую документацию на установку и эксплуатационные журналы (если там есть записи, они могут помочь вам устранить сомнения). Также вы можете посмотреть конструкторскую документацию. Наконец, вы можете воспользоваться мобильным телефоном или интернетом, чтобы довольно быстро получить нужную вам информацию.



В зависимости от причины, которая привела к срабатыванию реле, повторный запуск компрессора может закончиться серьезной поломкой. Поэтому будьте внимательны, “смотрите в оба”, “не зевайте”, “наострите уши” и будьте начеку, чтобы в случае необходимости немедленно остановить компрессор.

Когда компрессор запустится, особенно внимательно наблюдайте за смотровым стеклом, а также за напором масляного насоса (следовательно, за показаниями масляного манометра и манометра НД). Будьте особенно бдительны, так как если есть неисправность в работе насоса, а вы вновь и вновь взводите реле и запускаете компрессор, то при этом существует риск нанести непоправимый ущерб оборудованию.



Никогда не взводите реле несколько раз подряд.

ПРИМЕЧАНИЕ. Некоторые компрессоры оборудованы устройством контроля работы масляного насоса. При работе компрессора масло отбирается из картера, проходит через фильтр, затем нагнетается в регулятор (*поз. 2 на рис. 101.29*). Регулятор поддерживает давление масла, необходимое для работы устройства, которое управляет регулятором производительности (если в последнем используется давление масла).

В том случае, когда такое устройство не предусмотрено или оно управляется давлением нагнетания хладагента, регулятор *поз. 2* отсутствует.

Избыточное давление масла поддерживается вторым регулятором, который предназначен для обеспечения уровня давления, необходимого для масляного контура системы принудительной смазки (*поз. 3 на рис. 101.29*).

Избыточное количество масла перепускается на смотровое стекло (*поз. 1 на рис. 101.29*) прежде, чем стечь на дно картера под действием силы тяжести.

Если компрессор оборудован такой системой (неважно, с одним или двумя регуляторами), то убедиться в нормальной работе масляного насоса можно просто посмотрев на смотровое стекло.

Реле контроля давления масла срабатывает, хотя уровень масла в норме.

Контроль работы насоса: колебания давления масляного насоса



Если при нормальном уровне масла давление масляного насоса пульсирует (в то время, как НД относительно стабильно, давление масла возрастает, затем более или менее заметно падает), то это означает, что масляный насос “хватает” паровые (газовые) пузыри.

Как правило, такое поведение давления масляного насоса встречается, когда жидкий хладагент вскипает под действием разряжения на входе в насос. В этом случае в смотровом стекле часто можно наблюдать появление пены, а уровень масла может понижаться (*см раздел 28*).

Рис. 101.30.

Следовательно, остается определить, почему жидкий хладагент находится в картере (*см. рис. 101.30*). Если масло прогрето перед запуском (вы потрогали картер), значит жидкость попала в картер в начале пуска (*см. раздел 28*).

Этот тип неисправности может быть обусловлен неудачной конструкцией трубопроводов, но чаще всего это бывает при низком перегреве хладагента на выходе из испарителя из-за неправильной настройки ТРВ. Данную версию следует обязательно проверить (*см. раздел 8.2*). Заметим, что низкий перегрев может быть не только следствием неправильной настройки ТРВ, но и нарушениями в работе испарителя (*см. раздел 20 для воздухоохладителей и раздел 87.3 для охладителей жидкости*).



Если компрессор оборудован системой ступенчатого регулирования производительности, использующей для своей работы давление масла, убедитесь в том, что давление масляного насоса остается неизменным, когда вы задействуете разные ступени: на одной из них могут быть утечки масла, предназначенного для работы системы.

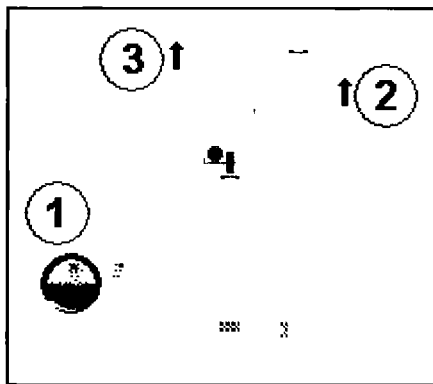


Рис. 101.29.

Реле контроля давления масла срабатывает, хотя уровень масла в норме.**Контроль работы насоса: давление масляного насоса слишком мало**

Если при нормальном уровне масла давление масляного насоса стабильно, но слишком мало, причин может быть несколько.

- ▶ Засорился масляный фильтр (*поз. 1 на рис. 101.31*).
- ▶ Нарушена герметичность всасывающего патрубка масляного насоса (*поз. 2*) из-за его разрушения или неплотного резьбового соединения. Это приводит к тому, что на вход в насос попадают пары хладагента и насос начинает кавитировать.
- ▶ Имеются утечки в нагнетательном патрубке масляного насоса (*поз. 3*) или в магистрали подачи масла в регулятор производительности (когда он существует и для своей работы использует давление масла, а не давление нагнетания хладагента).

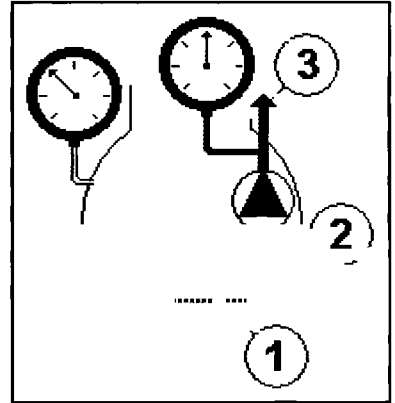


Рис. 101.31.

- ▶ Неисправен сам насос (износ рабочих органов и т.д.).

Кроме того, прежде чем обвинять масляный насос, спросите себя, а соответствует ли то масло, которое вы используете, рекомендациям производителя компрессора (чем выше вязкость масла, тем ниже его давление)? Соответствует ли номинальному число оборотов компрессора? Не было ли на этой установке каких-то несанкционированных доработок? А может быть вы пользуетесь смесью несовместимых друг с другом масел (*см. раздел 58*)?

Наконец, вспомните, что слишком высокие значения температуры нагнетания (особенно в установках, работающих при низких температурах кипения) приводят к разложению и “обугливанию” масла с последующей деградацией его характеристик.

Сегодня существует множество наборов “тестов проверки качества масла” (кислотность, содержание примесей и т.д.), которые смогут облегчить вам поиск ответов на некоторые из этих вопросов.

Реле контроля давления масла срабатывает, хотя уровень масла в норме.**Проверка настройки реле контроля давления масла**

Прежде всего отметим, что если вы вместо реле с временной задержкой 120 секунд поставили реле с временной задержкой 45 секунд, ничего удивительного в срабатывании такого реле не будет.

Чтобы пополнить ваши знания, сообщаем, что для эфирного масла временная задержка реле контроля давления масла должна быть более продолжительной, чем для минерального или синтетического углеводородного (алкилбензолного) масла. Обязательно консультируйтесь по этому поводу с производителем компрессора.

Если давление масла в норме и соответствует техническим условиям производителя компрессора, тогда следует искать причину срабатывания в самом реле (напомним, что перед этим следует убедиться в правильном подключении электрических цепей и гидравлических соединений).

Посмотрите настройку реле. Проверьте его механическую целостность (механические повреждения, обрыв контакта L-M, пережатие капиллярной трубки подвода давления и т.д.).

Итак, прежде всего проверяем настройку реле, помня о том, что неисправным может быть сам прибор (механические повреждения, обрыв контакта L-M, пережатие капиллярной трубки подвода давления и т.д.).

Было бы наивным всерьез доверяться градуировке регулировочного винта, чтобы контролировать настройку реле (или какого-либо другого прибора). Действительно, в большинстве случаев градуировка дает очень приблизительные значения параметров срабатывания прибора и полезна только в том смысле, что позволяет определить направление вращения регулировочного винта, чтобы повысить или понизить разность давлений, которое приводит к замыканию контакта, позволяющего подавать напряжение на нагреватель биметаллической пластины.

Определите клеммы контакта (они, как правило, обозначаются цифрами 1 и 2, как на рис. 101.32, или символами T1 и T2) и запустите компрессор.

В нашем примере вольтметр, подсоединенный к клеммам 1 и 2, будет показывать 220 В, если контакт разомкнут, и 0 В, если контакт замкнут.

Чтобы удостовериться, что вы действительно подключились к клеммам этого контакта, можно с помощью отвертки осторожно приподнять пластину сильфона (поз. А) или нажать кнопку "Test" ("Контроль", "Проверка"), которой оснащаются некоторые модели реле. Не путайте кнопку "Test" с кнопкой "Reset" ("Сброс"), которая служит для взвода реле в рабочее положение после его срабатывания.

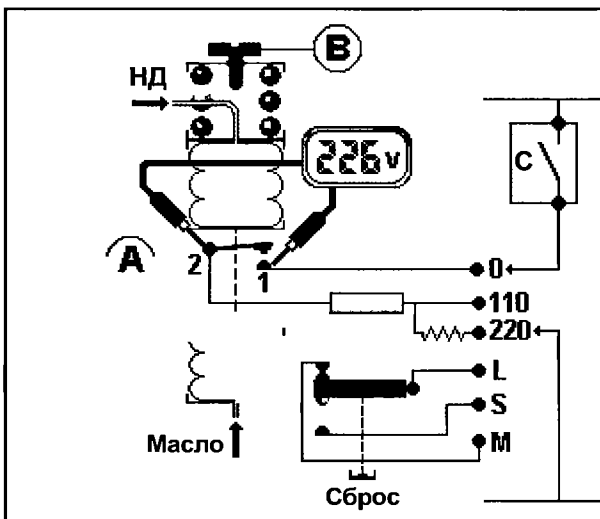


Рис. 101.32.



Проверку следует производить достаточно быстро, поскольку реле по прошествии времени задержки может сработать!

Если вы обнаружили, что контакт 1-2 остается замкнут несмотря на то, что давление масляного насоса достигло номинального значения, значит реле либо неправильно настроено (задан слишком большой перепад давления ΔP), либо неисправно (контакт 1-2 "залип", имеются механические повреждения и т.д.).

Для проверки этих двух причин ослабьте пружину, вращая регулировочный винт (поз. В). Иначе говоря, нужно уменьшить заданную величину перепада давления, указанную на градуированной шкале прибора, при этом провода вольтметра должны оставаться на клеммах 1 и 2. Во время этой операции рекомендуется подсчитывать число оборотов регулировочного винта (в дальнейшем, при необходимости, это может помочь вам восстановить первоначальную настройку реле).

- ▶ Когда вольтметр вместо 0 станет показывать 220 В, это будет означать, что контакт 1-2 разомкнулся. В этот момент сравните величину перепада давления ΔP , указанную на шкале, с фактическим перепадом давления ΔP , который обеспечивается масляным насосом, то есть разность между давлением масла и давлением в картере (низким давлением НД).

Например, если замеренный перепад давления ΔP составил 4 бара, а шкала показывает 2 бара, значит либо прибор совершенно не оттарирован (и нуждается в тарировке), либо имеются механические повреждения (в самом начале мы оговорили, что прибор смонтирован правильно).

- ▶ Если контакт не разомкнулся, значит прибор неисправен: замените его!

В) РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ МАСЛА СРАБОТАЛО: СЛИШКОМ НИЗКИЙ УРОВЕНЬ МАСЛА



Имейте в виду, что если уровень масла находится выше смотрового стекла (рис. 101.33), может показаться, что масло в картере отсутствует.



Рис. 101.33.

В этом случае понаблюдайте за смотровым стеклом в момент запуска компрессора. Если уровень масла слишком высокий, в смотровом стекле, как правило, появляются признаки турбулентности масла и его движение.

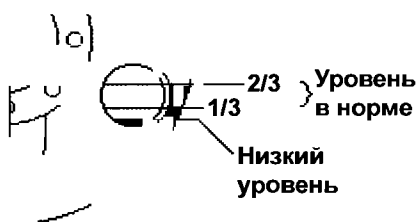


Рис. 101.34.

Итак, мы рассматриваем ситуацию, когда реле сработало из-за недостатка масла. Куда же делось масло?

- ▶ Может быть уровень масла понизился в результате утечек?
- ▶ Может быть нет возврата масла из холодильного контура?

Реле контроля давления масла сработало из-за слишком низкого уровня. В контуре установки есть утечки

Эта неисправность обнаруживается очень легко. Действительно, если есть утечка масла, значит обязательно есть и утечка хладагента. В этом случае падает давление кипения (НД), перегрев пара на выходе из испарителя становится аномально высоким, а переохлаждение жидкого хладагента на выходе из конденсатора либо отсутствует, либо очень косвенное (см. раздел 17).

Очень часто место утечки можно установить визуально (появление масляных пятен на трубопроводах или узлах установки, масляные пятна на фундаменте, на полу и т.д.).

Уровень масла слишком низкий: масло залегает в холодильном контуре

При работе компрессора из него постоянно уносится масло, и это считается нормальным (см. раздел 37).

С другой стороны, важно, чтобы это масло, пройдя через конденсатор и испаритель, возвратилось в картер компрессора по трубопроводу всасывания.



Если количество масла, уносимое из компрессора вместе с хладагентом через нагнетательный патрубок, становится больше, чем количество масла, возвращаемое в компрессор по трубопроводу всасывания, уровень масла в картере обязательно начнет падать.

Имейте в виду, что горячий газ на линии нагнетания изначально может содержать больше масла, чем холодный газ на линии всасывания (чаще всего масло залегает в испарителе). Поэтому очень важно как можно больше ограничить унос масла через нагнетательную магистраль.

Мы уже рассматривали многочисленные причины, приводящие к выбросу масла из компрессора при запуске или способствующие залеганию масла в контуре.

- ▶ Перетекание хладагента в картер компрессора при стоянке. Нарушения в работе картерного нагревателя. *Эти проблемы рассматриваются в разделе 28.*
- ▶ Наличие в контуре нескольких параллельно подсоединенных испарителей, работающих при разных температурах кипения. *См. раздел 28.*
- ▶ Наличие маслоотделителя. Его правильная установка. Наличие электроклапана на линии возврата масла из маслоотделителя в картер. Наличие временной задержки запуска компрессора. *См раздел 28.*
- ▶ Остановка компрессора с предварительным вакуумированием. Попутно заметим, что при срабатывании реле контроля давления масла компрессор останавливается сразу, без вакуумирования (впрочем, в этот момент, как правило, давление кипения должно быть повышенным). Подумайте о том, как проконтролировать, что компрессор, остановленный по команде системы регулирования температуры охлаждаемой среды, обеспечил предварительное вакуумирование испарителя (*см. раздел. 29*)?
- ▶ Работа компрессора в режиме циклирования. *Проблема рассмотрена в разделе 30.*
- ▶ Наличие регулятора производительности. *См. раздел 31.*
- ▶ Слишком низкий перегрев, обеспечиваемый с помощью ТРВ. *Проблема рассмотрена в разделе 37.*
- ▶ Прокладка и параметры трубопроводов (диаметры, уклоны, разности уровней, скорости газа в трубах, маслоподъемные петли, наличие сдвоенных трубопроводов на всасывающих участках контура и т.д.). Обеспечивается ли при этом нормальный возврат масла? Работая с установкой, которая только что собрана (особенно, если компрессор расположен гораздо ниже конденсатора и/или гораздо выше испарителя), проверьте, правильно ли выполнены и размещены маслоподъемные петли? Были ли они заполнены (*достаточным количеством масла*) перед запуском установки? *Проблемы рассмотрены в разделах 37, 38 и 39.*
- ▶ Не “завис” ли в открытом положении регулятор производительности компрессора? *Проблема рассмотрена в разделе 37.*
- ▶ Не работаете ли вы со смесью масел, которые несовместимы друг с другом? **Напомним, что эфирные масла, используемые с хладагентами категории гидрофторуглеродов (ГФУ или HFC в латинской транскрипции) очень быстро теряют способность к смешиванию с хладагентами в присутствии масел другой природы.** Это происходит сразу же и следовательно, наиболее опасно, когда эфирное масло загрязняется минеральным маслом, и в меньшей степени, когда речь идет о синтетическом углеводородном или алкилбензоловом масле. Итак, если смешиваемость масла и жидкого хладагента уменьшается, то масло, которое уносится из компрессора, не сможет нормально возвращаться в картер. *Проблема рассмотрена в разделе 58.*
- ▶ Нет ли механических повреждений насоса, таких, например, как чрезмерный износ самого насоса?
- ▶ Если компрессор может работать при нескольких значениях числа оборотов приводного двигателя, работает ли он при максимальном числе оборотов?
- ▶ Не проводились ли на установке недавно какие-либо ремонтные работы? Какие? Не могут ли возникшие неисправности объясняться этими работами?



Конечно, данный перечень нельзя считать исчерпывающим, поскольку в конструкции и режимах работы различных установок могут быть свои, не учтенные здесь особенности.

Однако, если есть возможность запустить компрессор и дать ему какое-то время поработать, то с помощью несложного теста часть этих гипотез можно исключить...

Уровень масла слишком низкий: тест на возврат масла

Главным образом масло залегает в испарителе, поскольку это самый холодный узел установки. Тест заключается в том, чтобы попробовать вернуть это масло в компрессор.

Закройте жидкостной расходный вентиль на выходе из ресивера (или снимите напряжение с электроклапана на жидкостной магистрали). Отключите предохранительное реле НД (а еще лучше, заблокируйте отверткой пластину, на которую действует сильфон реле), затем запустите компрессор. Давление кипения (НД) начнет падать (следите, чтобы оно не упало ниже 0 бар) и тогда, при работающем компрессоре, быстро откройте расходный вентиль (или электроклапан на жидкостной магистрали).

В этот момент резкий приток жидкости в испаритель заставит залегшее в нем масло войти во всасывающую магистраль, что весьма облегчит его возвращение в картер. Повторите эту процедуру 2...3 раза *при работающем компрессоре*.

Если уровень масла в смотровом стекле поднимается, это свидетельствует о том, что где-то в контуре установки имеются условия для залегания масла. Теперь остается только найти объяснение такому явлению.

Заметим, что если компрессор оснащен регулятором производительности, указанную процедуру предпочтительно осуществлять при максимальной производительности компрессора (см. раздел 37).



Во время проведения теста не “зевайте” и перед его началом как следует подготовьтесь и продумайте все действия, которые вам предстоит выполнить. Помните, что реле контроля давления масла вот-вот сработает (время, которым вы располагаете для проведения этого теста, соответствует временной задержке реле).



Ваша задача заключается в том, чтобы отремонтировать установку, не повредив компрессор. Поэтому внимательно наблюдайте за смотровым стеклом, контролируйте потребляемый ток и, самое главное, “слушайте” компрессор. Если вы услышите металлический звон или стук, немедленно выключайте компрессор: скорее всего вы столкнулись с серьезной поломкой.

102. НЕКОТОРЫЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАБОТЕ С НОВЫМИ ХЛАДАГЕНТАМИ

В этом разделе мы попробуем ответить на некоторые вопросы, которые задавались читателями на наших встречах, особенно на специализированных выставках.



Прежде всего, вы можете освежить в памяти проблемы, возникшие с появлением новых хладагентов (см. раздел 58), и в особенности смесей категории гидрофторуглеродов (ГФУ или HFC).

102.1. Температурный глайд*: некоторые пояснения

Пусть имеются 2 сосуда (см. рис. 102.1), находящихся под действием атмосферного давления, в одном из которых содержится вода, а в другом – спирт.

Оба этих сосуда ставят на подогреватели и фиксируют, что вода кипит (мы это уже знаем) при температуре 100°C.

Тот же опыт, выполненный со спиртом, показывает, что его температура кипения равна 78°C.

Если теперь сосуд наполнить смесью воды и спирта, то что произойдет при нагреве такой смеси?

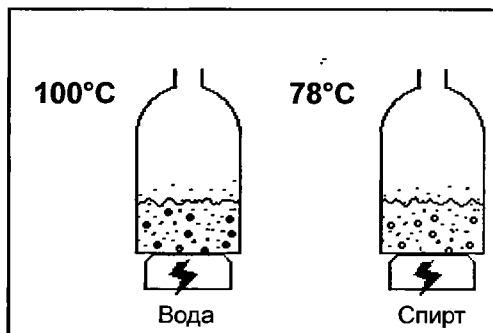


Рис. 102.1.

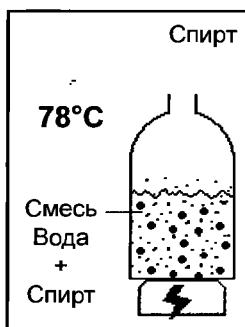


Рис. 102.2.

Для того, чтобы ответить на этот вопрос, нужно принять во внимание множество факторов: соотношение компонентов смеси, давление и т.д. **Существенно упрощая ситуацию**, укажем, что при температуре 78°C начнет кипеть спирт, как более летучая жидкость, то есть имеющая более низкую температуру кипения (см. рис. 102.2).

По мере выкипания спирта смесь будет обедняться этим компонентом (его в сосуде будет становиться все меньше) и обогащаться водой (ее будет все больше). К концу опыта в сосуде останется практически одна вода и температура кипения начнет расти, пока не достигнет окончательного значения 100°C (см. рис. 102.3).

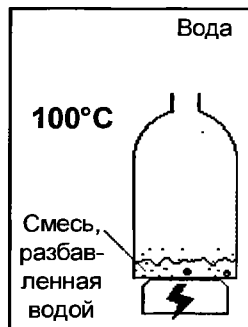


Рис. 102.3.



Подводя итог нашему опыту отметим, что смесь начала кипеть при температуре 78°C и закончила свое кипение при температуре 100°C. Назовем разность между температурами конца и начала кипения нашей смеси температурным глайдом, который в данном случае равен $100^\circ\text{C} - 78^\circ\text{C} = 22\text{ K}$.

* Термин “глайд” (от английского “glide” – скольжение) означает разность между температурой начала (конца) и температурой конца (начала) фазового перехода (конденсации или кипения) при постоянном давлении для так называемой зеотропной смеси нескольких жидкостей. В некоторых изданиях эту величину называют температурным гистерезисом или температурным сдвигом (прим. ред.).

102.2. Температурный глайд хладагента R407C

Хладагент R407C представляет собой трехкомпонентную озонобезопасную (бесхлорную) смесь категории ГФУ (HFC), состоящую из хладагентов R32 (23% по массе, температура кипения при атмосферном давлении $-51,6^{\circ}\text{C}$), R125 (25% и $-48,5^{\circ}\text{C}$, соответственно) и R134a (52% и $-26,5^{\circ}\text{C}$, соответственно), то есть смесь более сложную, чем смесь спирта с водой, о которой мы рассуждали выше.

Хладагент R407C в настоящее время получил широкое применение в системах кондиционирования воздуха (с производительностью до нескольких сотен кВт) и в обратимых тепловых насосах, поскольку его свойства очень близки к свойствам R22. Следовательно, производители холодильного оборудования могут использовать его в своей продукции изначально спроектированной для R22, применение которого в новом оборудовании запрещено директивой ЕЭС с 01.01.2004 г*.

R407C обладает довольно существенным температурным глайдом от 5 до 7 К (в зависимости от давления, при котором происходит изменение фазового состояния). Чтобы понять, как это выглядит, рассмотрим, например, испаритель непосредственного расширения с перегревом (потери давления по длине испарителя будем считать пренебрежимо малыми) для кондиционера (см. рис. 102.4).

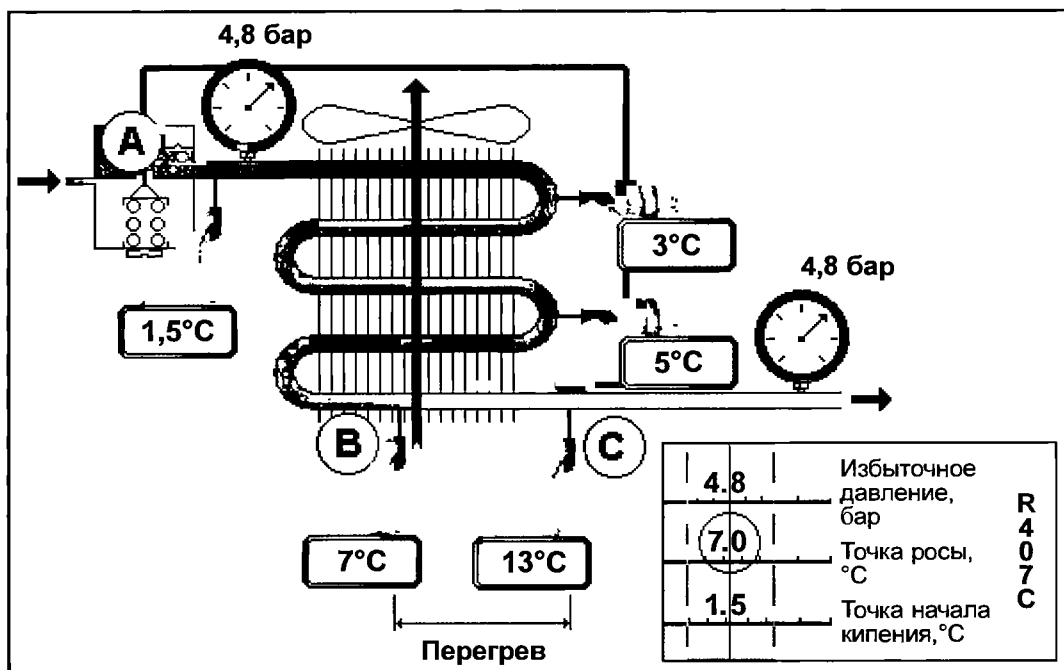


Рис. 102.4.

При давлении кипения (избыточном) 4,8 бар температура начала кипения (температура, при которой появляются первые паровые пузыри) равна $1,5^{\circ}\text{C}$. Напомним, что в реальности эту температуру хладагент имеет в точке А (см. рис. 102.4), которая находится на выходе из ТРВ (см. раздел 58), а температура хладагента на входе в испаритель будет, следовательно, чуть выше. Кроме того, потери давления по длине испарителя приведут к некоторому уменьшению действительного глайда.

* Применение R22 в России не запрещено, однако его производство, согласно Копенгагенской (1994 г.), а позднее и Пекинской (1999 г.) поправкам к Монреальскому протоколу (1987 г.), в развитых странах стремительно сокращается, чтобы к 01.01.2030 г. полностью прекратиться. В связи с этим стоимость R22 в России в период с 2000 г. по 2008 г. выросла в среднем в 3,5 раза (прим. ред.).

По мере продвижения хладагента по испарителю хладагент все больше выкипает, однако из-за глайда температура кипения растёт (при давлении 4,8 бар глайд равен примерно 5,5 К).

В момент, когда выкипает последняя молекула жидкости (точка В), хладагент находится в состоянии насыщенного пара при температуре точки росы (то есть 7°C при давлении 4,8 бар). Далее, на участке В-С пары хладагента перегреваются и в точке, где стоит термобаллон ТРВ (точка С), температура перегретого пара возрастает до 13°C, то есть перегрев составляет $13 - 7 = 6$ К.

Внимание! Не путайте температуру точки росы с температурой начала кипения, иначе вы можете подумать, что перегрев равен $13 - 1,5 = 11,5$ К и сделать из этого ошибочный вывод о слишком высоком перегреве: для определения перегрева всегда нужно брать наименьшую разность температур.

А теперь рассмотрим, что происходит в конденсаторе воздушного охлаждения (см. рис. 102.5).

При избыточном давлении 18 бар температура точки росы (при которой появляется первая капля жидкости) равна 49°C (точка D).

По мере продвижения хладагента по конденсатору, его пары конденсируются, но одновременно с этим падает температура хладагента вследствие температурного глайда (величина глайда при давлении 18 бар составляет около 5 К).

В момент, когда последняя молекула пара переходит в жидкость (точка E), хладагент имеет температуру начала кипения (находится в состоянии насыщенной жидкости), которая при давлении 18 бар равна 44°C.

Далее жидкий хладагент переохлаждается, достигая на выходе из конденсатора (точка F) температуры, например, 39°C. При этом переохлаждение составляет $44 - 39 = 5$ К.

Хладагент R407C, за исключением некоторых специальных случаев, практически не используется в торговом и промышленном холодильном оборудовании, так как его характеристики при средних (от 0°C до -25°C) и низких (ниже -25°C) температурах кипения менее привлекательны.

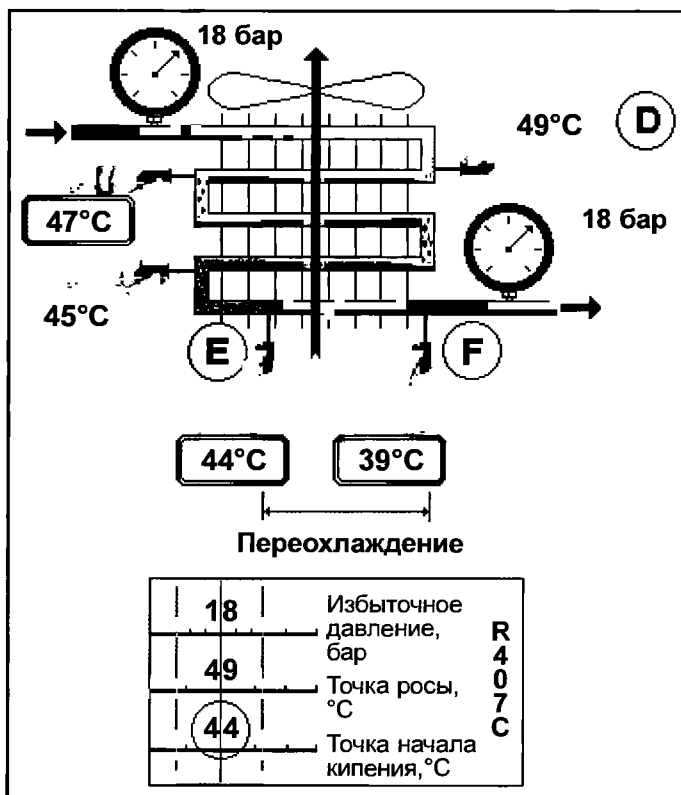


Рис. 102.5.

Внимание! Не путайте температуру точки росы с температурой начала кипения, иначе вы можете подумать, что переохлаждение равно $49 - 39 = 10$ К и сделать из этого ошибочный вывод о слишком высоком переохлаждении: для определения переохлаждения всегда нужно брать наименьшую разность температур.

При температуре кипения 7°C (точка А) давление R410A равно 8,8 бар.

Благодаря пренебрежимо малой величине температурного глайда (0,1 К) можно считать, что на участке трубопровода от точки А до точки В, где выкипает последняя капля жидкости, температура не меняется.

Далее, на участке В-С пар хладагента перегревается вполне традиционным способом.



Заметьте, что при той же температуре кипения 7°C давление насыщенных паров R22 будет только 5,2 бар, давление же R410A существенно выше.

Теперь рассмотрим конденсатор воздушного охлаждения (см. рис. 102.7).

При температуре наружного воздуха порядка 30°C мы получаем вполне обычную температуру конденсации около 44°C (точка D).

При этой температуре давление конденсации R410A будет равно 26 бар.

По мере продвижения по конденсатору пары хладагента конденсируются при постоянной температуре 44°C (глайд в 0,1 К пренебрежимо мал).

В момент, когда конденсируется последняя молекула пара (точка E), жидкость имеет температуру 44°C и давление 26 бар.

Далее жидкость переохлаждается, чтобы на выходе из конденсатора (точка F) достичь температуры, например, 39°C, то есть переохлаждения $44 - 39 = 5$ К.

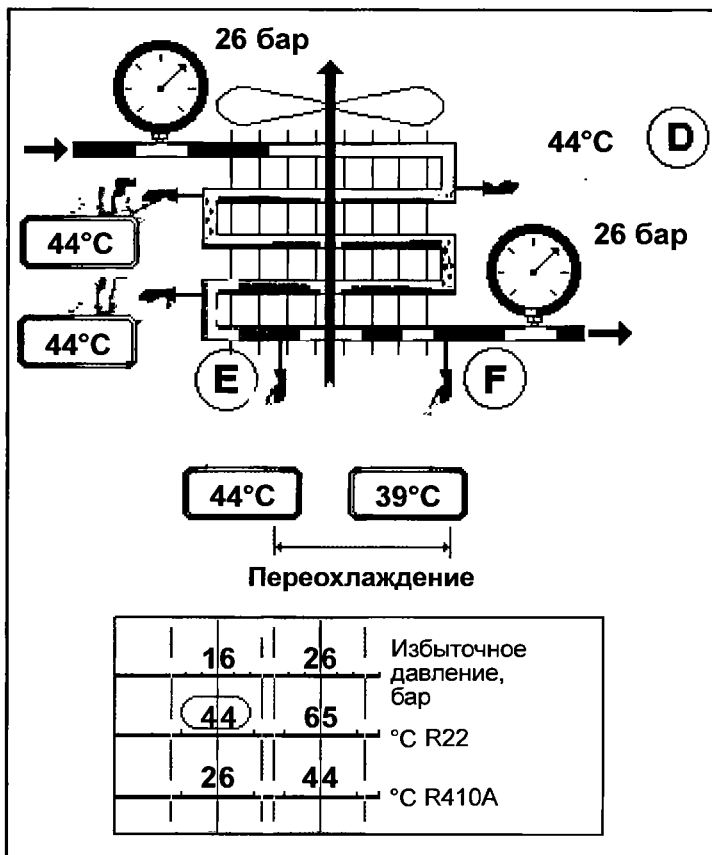


Рис. 102.7.



Заметьте, что при той же температуре конденсации 44°C давление насыщенных паров R22 будет только 16 бар, давление же R410A существенно выше.

Итак, рабочее давление R410A будет всегда выше (примерно на 50%) давления, которое обеспечивает R22 или R407C (и даже R404A, главным образом используемый в промышленном и торговом холоде, у которого при температуре 7°C давление равно 6,5 бар, а при 44°C – 19 бар).

Поскольку низкое (НД) и высокое (ВД) давления растут одновременно, то отношение давлений (степень сжатия) компрессора для R410A остается примерно таким же, что и у конкурирующих хладагентов при тех же условиях работы (см. раздел 9.1). Следовательно, потребляемая приводным двигателем компрессора мощность так же оказывается сопоставимой.

Однако высокие значения рабочего давления требуют и в процессе пуска наладки, и при эксплуатации такого оборудования (перекачивающие агрегаты, манометры, заправочные станции и т.д.) и арматуры (фильтры-осушители, смотровые стекла, ТРВ и т.д.), которые способны выдерживать это давление.

Для контуров, заполняемых R410A, рекомендуется максимально избегать резьбовых соединений с развальцовкой труб и накидными гайками, заменяя их паяными (сварными) соединениями. Пайку рекомендуется производить с обязательным поддувом сухим азотом, а вакуумирование контура должно быть очень тщательным с применением двухступенчатого вакуумного насоса.

Термодинамические свойства R410A при равной холодопроизводительности позволяют примерно на 40% (по сравнению с R22 или R407C) снизить требуемую массовую производительность компрессора (например, вместо поршневых компрессоров использовать более эффективные спиральные компрессоры).

Помимо снижения габаритов, особенно привлекательным для небольших систем кондиционирования будет то обстоятельство, что при такой замене существенно понизится уровень шума по сравнению, например, с R22. При этом надежность систем несколько не упадет.

Наконец, R410A все чаще предпочитают хладагенту R407C в охладителях воды, так как практическое отсутствие температурного глайда исключает опасность падения температуры кипения на входе в испаритель ниже 0°C (например, R407C при давлении 4,1 бар имеет температуру начала кипения -3°C, а температуру точки росы +3°C).

Как и другие зетропные смеси, R410A следует заправлять в контур только в жидкой фазе (см. раздел 58).



На действующих установках в случае утечек R410A даже в паровой фазе (насыщенные пары) можно дозаправлять контур (всегда в жидкой фазе) без слива и замены всего заправленного хладагента, но этого нельзя делать при работе на хладагентах с большим температурным глайдом, таких как R407C или зетропные смеси категории ГХФУ (HCFC), рассмотренные в разделе 58.



При хранении любых сосудов, наполненных хладагентами под давлением, необходимо соблюдать осторожность. Однако особенно тщательно нужно следить за условиями хранения R410A ввиду высоких значений давления насыщенных паров этого хладагента. В любом случае, не допускается хранить баллон с жидким R410A при температуре выше 52°C!

102.4. Замена хладагентов

Рассмотрим, какие хладагенты можно использовать в действующих установках при отказе от R22.

R407C: Поскольку рабочие давления и термодинамические характеристики очень близки, можно приступить к процедуре так называемого ретрофита (то есть замене хладагента на действующей установке с промывкой контура и заменой масла) и перехода с R22 на R407C.

Главной проблемой в этом случае будет замена масла. Действительно, большинство установок, работающих на R22, используют минеральное или синтетическое углеводородное (алкилбензолное) масло. Однако R407C, как и все хладагенты категории ГФУ (HFC), требует условия обязательного использования эфирного масла (той марки, которая рекомендована производителем компрессора).

Ввиду того, что эфирные масла несовместимы с другими типами масел (*последствия плохого смешивания масла и хладагента см. в разделе 58*), необходимо полностью удалить из контура старый тип масла. Для этого вначале старое масло сливают из компрессора, заливают в него эфирное масло* и запускают установку на хладагенте R22, чтобы она поработала несколько часов. После этого вновь сливают масло (проверяют содержание в нем минерального масла), заправляют свежим эфирным маслом и так далее, до тех пор, пока контур не будет полностью очищен от остатков минерального масла (максимально допустимое содержание минерального масла в эфирном составляет от 1 до 5% в зависимости от типа установки).

После того, как контур будет очищен от остатков минерального масла путем многократного слива с последующей заправкой, можно будет слить R22 (*способы слива см. в разделе 57*), заменить фильтр-осушитель и заправить контур хладагентом R407C (обязательно в жидкой фазе, поскольку это зеотропная смесь).

ТРВ можно оставить тот же, что и для R22 (однако в этом случае необходимо изменить его настройку), но желательно, насколько это возможно, заменить его моделью, специально предназначенной для работы на R407C, которую вы сможете приобрести в любой фирме, торгующей холодильным оборудованием.



Не забывайте после процедуры ретрофита в документации на установку и в табличке на ней указать тип и количество хладагента, которым она заправлена, и какое масло в ней используется.

По сравнению с R22 снижение холодопроизводительности может составить от 5 до 10% на системах с воздухоохладителем и конденсатором воздушного охлаждения и до 20% на системах охлаждения воды с конденсатором водяного охлаждения в зависимости от конструкции теплообменников.

Наконец, укажем на проблему оттайки, которая встречается у систем с обратимостью цикла и обусловлена наличием температурного глайда. Действительно, если на входе в испаритель температура кипения может составлять -7°C , а на выходе 0°C , то снежная шуба на поверхности испарителя будет образовываться совсем неодинаково, и настройка продолжительности и периодичности режимов оттайки становится достаточно сложным вопросом.

* Перед новой заливкой эфирного масла контур рекомендуется разобрать и промыть все его элементы (компрессор, теплообменные аппараты, трубопроводы, арматуру) каким-либо органическим растворителем (бензин, спирт, хладон-113 и т.п.), затем просушить их и вновь собрать контур (*прим. ред.*).

R410A: Если ретрофит установки, работающей на R22, будет производиться с использованием хладагента R410A (естественно, соблюдая описанные выше процедуры, особенно в части замены масла), то массовая производительность компрессора становится примерно на 40% выше.

Это означает, что производительность старого испарителя окажется примерно на 40% ниже, чем производительность компрессора и, следовательно, появятся проблемы, описанные в разделе 20. Заменяв испаритель на более мощную модель, вы столкнетесь с тем, что недостаточной окажется производительность конденсатора.



Подведем итог. Хладагент R410A не является хладагентом, который может быть использован для ретрофита, поскольку значения его рабочего давления гораздо более высокие и могут оказаться неприемлемыми для максимально допустимых значений рабочего давления, установленных для отдельных элементов холодильного контура.

R417A: Этот хладагент, известный также под торговой маркой ISCEON 59, представляет собой трехкомпонентную смесь категории ГФУ (HFC), включающую в себя R134a, R125 и бутан R600 с температурным глайдом порядка 4...5 К.

Его основным достоинством является то, что данный хладагент позволяет осуществить замену R22 по технологии “drop-in” (то есть замену хладагента без замены масла). Действительно, R417A совместим с минеральным, синтетическим углеводородным (алкилбензоловым) и эфирным маслами. Падение холодопроизводительности при этом может составлять от 5 до 20% в зависимости от типа установки.



Если вы желаете получить больше информации, обратитесь в компании по продаже хладагентов. Они с удовольствием сообщат вам дополнительные сведения о поставляемых ими хладагентах.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- А -

Агрегат по производству ледяной воды	
контроль работы	592
сдача в эксплуатацию	657
Азот ОСЧ	322
Анемометр	272
Ареометр	770

- Б -

Баллон для хладагента	391
Бачок расширительный	
наддув	563, 565, 566, 648
общие понятия	558
расположение	569
расчет объема	573

- В -

Вентилятор	
осевой	180
центробежный	116, 119, 177, 184
напорная характеристика	117, 184
Вентиль расширительный пресостатический	309
Вентиль уравнивательный	
для регулирования расхода	611, 702
монтаж и настройка	726
Влажность воздуха	
измерение	504
общие положения	389, 418, 500
поддержание	388, 700, 735
Вода ледяная	
общие положения	575
контроль расхода	605, 696
падение расхода	596
распределительные сети	620
Воздух	
влажный	499
измерение расхода	272
сухой	496
Воздухосборник	561
Вольтметр	358
Вспенивание масла	195
Выбор испарителя и компрессора	47
Выключатель центробежный	352

- Г -

Гигрометр	499, 502
Гидравлика	516

Гидравлическая характеристика сети	608
общие положения	687
правила построения	
Гликоль	573, 767
водные растворы	768
теплофизические свойства	
Градирия	507, 787
высота зоны охлаждения	522, 553
закрытая	506
общие понятия	516
открытая	491
сухая	

- Д -

Давление	72, 547
абсолютное	13, 547
атмосферное	45, 72
избыточное	533
измерения	17
насыщенного пара	524
потери	525
оценка	686
расчет	
Датчик	437, 584
температуры	585, 599
для защиты от замерзания воды в испарителе	504
Диаграмма влажного воздуха	

- Ж -

Жесткость воды	485, 511, 770
Жидкостной ресивер	73, 149, 156

- З -

Закольцовка	623
Закон	
Бойля-Мариотта	566
Дальтона	157, 161
Ома	376
Шарля	72
Запас кавитационный	550
Заправка МОР	295

- И -

Ингибитор коррозии	513, 771
Испаритель	
для охлаждения воздуха	26, 281
коаксиальный	577
кожухотрубный	578
многосекционный	123, 282

- К -

Кавитация	541
Капиллярное расширительное устройство	314, 321

Кипение	13
Клещи трансформаторные	332
Клапан	
компрессора	128, 143
всасывающий	132
нагнетательный	132
обращения цикла	148, 324
обратный	136, 249
постоянного давления	440
предохранительный	85, 145, 559
Клапан регулирующий трехходовой	
диапазон регулирования	741
коэффициент расхода	746
назначение	714
настройка	721
монтаж	727, 756
подбор	739
работа	715
распределительный	727, 728
смесительный	727, 728
Клапан электромагнитный	103, 199, 200, 292
Коалесценция	544
Компрессор	
бессальниковый	151
герметичный	151
глушитель	136
головка блока	134
картерный нагреватель	197
параллельный монтаж	135
повышенная частота циклов "пуск-останов"	208
прокладка головки блока	134, 143
регулятор давления в картере	299
регулятор производительности	144, 217
реле тепловой защиты	143, 339, 380
сальниковый	147
Конденсатор	
водяного охлаждения	183, 479
воздушного охлаждения	18, 168
кожухотрубный	487
электрический бумажный	342
электрический электролитический	342

- Л -

Легионеллез (болезнь легионеров)	515
--	-----

- М -

Маслоподъемная петля	194, 255, 258
Маслоотделитель	146
Масло	
алкилбензолное	406
минеральное	406
проблема возврата	250
эфирное	262, 405
Масса тела удельная	15
Мегаомметр	341
Механизм передаточный клиноременный	115, 178
Монопропиленгликоль	770
Монреальский протокол	390, 404, 810

- Н -

Накиль	513
Насос	
высота всасывания	545
кавитация	541
ледяной воды	579
масляный	196
монтаж	
параллельный	705
последовательный	711
напор	532
безрасходный	609
напорная характеристика	606
регулирование	607
подбор	691, 699
ремонт	666
двухконтурный	582
автоматическое переключение	777
устранение неисправности	779
управление работой	781
центробежный	
герметичный	515, 641
сальниковый	515, 643
Насыщенный пар	16
Неконденсирующиеся примеси	157

- О -

Омметр	372
Отделитель жидкости	252
Оттайка испарителя	
воздушным потоком	425
горячим паром	430
с помощью клапана обращения цикла	432
электронагревателем	428, 429
Охладитель жидкости	
неисправности	614
номинальные условия работы	586, 612

- П -

Парниковый эффект	405
Перегрев	28
Переохлаждение	21, 268
Перепад температур	
по воде	487, 586
по воздуху на испарителе	27, 171
по воздуху на конденсаторе	20
Подбор пары “компрессор/испаритель”	422
Поиск утечек хладагента	68
Показатель водородный (pH)	770
Поправки к Монреальскому протоколу	810
Предохранитель	382
Преобразователь частоты	147
Прессостатический расширительный вентиль	309
Психрометр	504

- Р -

Распределитель жидкости	66, 124, 283
Регулятор	
давления в картере	299
давления конденсации	185, 237
производительности	144, 217
настройка	225
расхода воды	470
Реле	
давления ледяной воды	653
предохранительное ВД	247
настройка	787
предохранительное НД	202, 234
пусковое	
напряжения	350
тока	347
Реле контроля давления масла	
монтаж	792, 797
настройка	801
работа	790
устройство	789
Ресивер	
накопительный	633
смесительный горизонтальный	638
назначение	627
общие положения	624
условия работы	628
Ретрофит	815
Рефрактометр	770

- С -

Сигнализатор расхода воды	
назначение и правила монтажа	601
настройка	772
Система кондиционирования	
центральная	645
сдача в эксплуатацию и контроль параметров	657
Смотровое стекло	
на жидкостной магистрали	81, 408
указателя уровня масла в компрессоре	197
Станция регенерации	400

- Т -

Терморезистор (термистор)	353
Терморегулирующий вентиль (ТРВ)	
настройка	39
неисправности	61
правила монтажа	305
производительность	35
пульсации	37
с внешним уравниванием давления	288
с внутренним уравниванием давления	29, 285
с точкой МОР	295, 297
управляющий тракт	293
Температурный глайд (гистерезис)	412, 414, 809

Температурный напор	
на выходе из испарителя	591
полный	20, 27, 163
Тонна холода США	36
Точка росы	415, 502
Трубопровод для хладагента	
правила прокладки	254
двоенный	260
скорость газа	253, 259

- Ф -

Фильтр	
антикислотный	403
воздушный	114
осушитель	408

- Х -

Хладагент	
внезапное вскипание	87
замена	815
новый	15, 390, 404, 410, 812
станция регенерации	400
слив	390
смесевой	412
азеотропный	410
зеотропный	814
псевдоазеотропный (квазиазеотропный)	812
традиционный	15
Холодильная установка	
для системы кондиционирования	52
для торгового оборудования	51
проверка герметичности	71

- Ш -

Шаг оребрения	424
---------------------	-----

- Э -

Эксперимент Ватта	190, 395
Электродвигатель	
Даландера	467
двухпроводной	357
переменного тока однофазный	315, 338
переменного тока однофазный, обмотка пусковая	338
переменного тока однофазный, обмотка ходовая	338
переменного тока однофазный с регулируемым числом оборотов	122, 356
переменного тока однофазный, пусковые устройства	354, 355
переменного тока трехфазный	121, 339, 442
переменного тока трехфазный двухскоростной	464
переменного тока трехфазный, схемы подключения	121, 444
с переменным направлением вращения	357
с отдельным подключением обмоток	452
Этиленгликоль	767, 768, 769

ВЧЕРА? СЕГОДНЯ... ЗАВТРА!

ХЛАДАГЕНТЫ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАСЛА

1 ?

R-12

1 ?

R-500

1 ?

R-502

ХФУ (CFC's)
Хлорфторуглероды

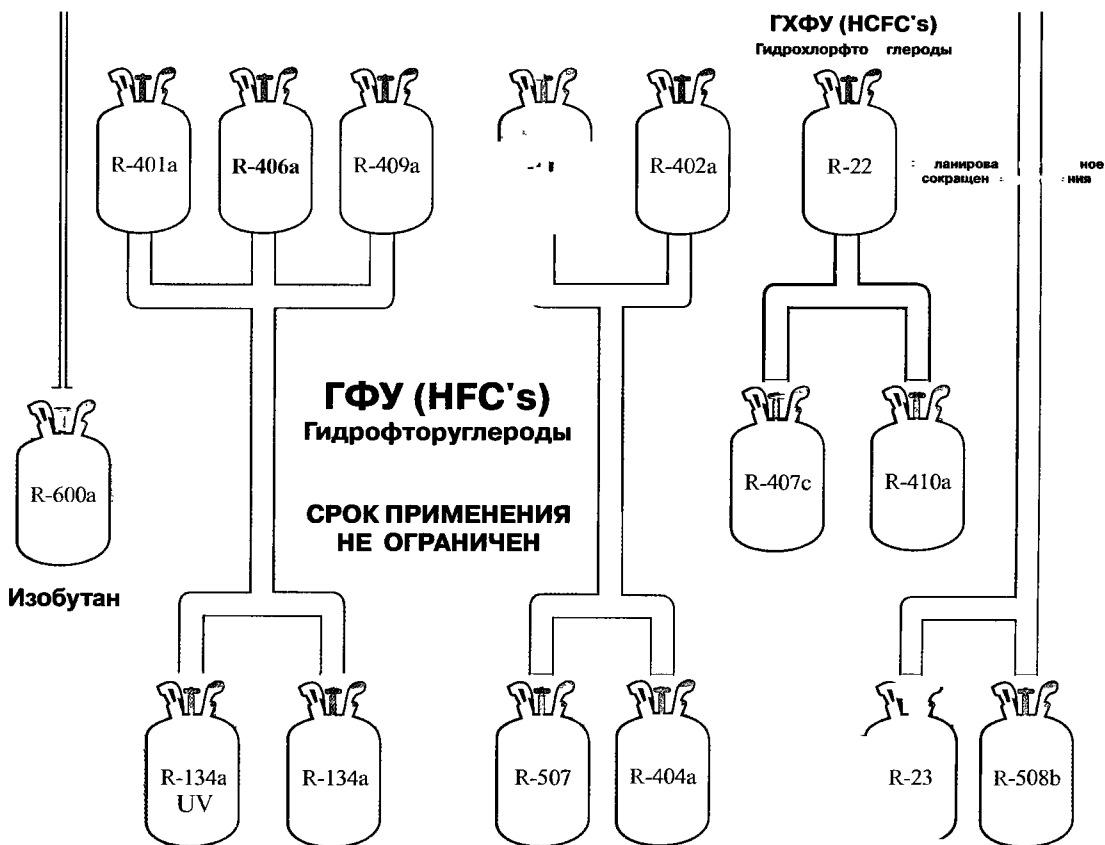
Производство
прекращено в 1995 г.

1 ?

R-13

1 ?

R-503



Группа компаний "Транскюл"

Тел. : (495) 797-8020

Факс: (495) 797-8021

e-mail: info@transcool.ru

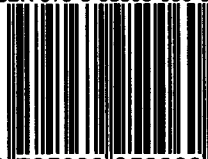
http://www.transcool.ru

RANSCOOL

П. Котзаогланиан
Пособие для ремонтника
Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию
и ремонту современного оборудования холодильных установок
и систем кондиционирования

Перевод с французского д. т. н., проф. В.Б. Сапожникова
и канд. филолог. наук Ю.В. Сапожникова
Под редакцией д. т. н., проф. В.Б. Сапожникова
АНОО “Учебный центр “Остров”

ISBN 978-5-93995-006-0



9 785939 950060 >

Подписано в печать 30.11.2007.
Формат 72×104/16. Объем 52 п.л.
Печать офсетная. Тираж 3000 экз.
Отпечатано ЗАО “Эдем”. Заказ №050.



Патрик Котзаоглиан

ПОСОБИЕ для РЕМОНТНИКА

СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО
*по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту
современного оборудования холодильных установок
и систем кондиционирования воздуха*

АНОУ Учебный центр Остров
Файл Опции Помощь Выход

Н насоса	8 м вод ст
давление	3 м вод ст
Т охл. воды	12 / 7 °С
	12 м вод ст
Р на конденсаторе	4 м вод ст
Т воды газа	26 / 33 °С

Четвертое издание переработанное и дополненное

Опыт ведущих мировых специалистов

Более 200 упражнений с ответами по актуальным вопросам монтажа, эксплуатации, обслуживания и ремонта

Технические рекомендации и практические советы

Простая и наглядная форма изложения

Назад Стоп Продолжить





ЧЕБНЫЙ ЦЕНТР "ОСТРОВ"

Лицензия Министерства образования Московской области

Курсы подготовки специалистов
по эксплуатации и ремонту
холодильного оборудования

Практические семинары
для технических руководителей
промышленных предприятий

Издание научно-технической
и справочной литературы

Разработка нормативно-
технической документации

Россия, 141011 Мытищи, ул. Коммунистическая, 23
Тел.: (495) 726-53-53, факс: (495) 726-53-66
WWW.OSTROV-EDU.RU

Монтаж, эксплуатация, обслуживание и ремонт
ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

